I. DRĂGHICI
C. BEJAN, GH. MOLDOVEAN, I. ACHIRILOAIE
E. CHIȘU, N. PETRESCU, M. CIOBOTĂ
D. LAZĂR, M. CERNAHOSCHI, D. V. DIACONESCU

ÎNDRUMAR DE PROIECTARE în construcția de mașini

Prof. dr. ing. IOAN DRĂGHICI
Ing. COSTEL BEJAN, ing. GHEORGHE MOLDOVEAN, ing. IOAN ACHIRILOAIE, conf. dr. ing. EMIL CHIȘU, dr. ing. NICOLAE PETRESCU, ing. MIHAI CIOBOTĂ, dr. ing. DAN LAZĂR, ing. MIHAIL CERNAHOSCHI, ing. DORIN V. DIACONESCU

ÎNDRUMAR DE PROIECTARE în construcția de mașini

VOL. II

Coordonare:
Prof. dr. ing. **IOAN DRĂGHICI**

Volumul al II-lea face parte din ciclul de trei volume ale „Îndrumarului de proiectare în construcția de mașini" (primul volum a apărut în anul 1981), lucrare care constituie un îndrumar pentru calculul și proiectarea organelor de mașini, prezentînd metodologiile de calcul și soluțiile constructive actuale.

În primul volum s-au tratat elementele generale privind calculul de proiectare al organelor de mașini (rezistențe admisibile și coeficienți de siguranță, calculul probabilistic), asamblările și transmisiile prin șuruburi, arcurile și elementele elastice vibroizolatoare, lagărele cu alunecare și rostogolire — cu montajele specifice de lagăre pentru autovehicule, mașini-unelte și utilaje tehnologice — și ghidajele.

În acest volum se prezintă sistemele și dispozitivele de ungere utilizate în construcția de mașini, sistemele de etanșare, cuplajele, asamblările prin caneluri, asamblările presate, arborii drepți, arborii flexibili și cablurile de comandă, precum și fiabilitatea previzională în construcția de mașini.

La fiecare capitol se prezintă metodologia de calcul — completată cu schemele logice pentru programarea pe calculatoare numerice — recomandările privind proiectarea elementelor componente ale mașinilor, variantele constructive — cu exemple de utilizare tipice — produse de firmele specializate din țară și străinătate, precum și tabele cu principalele caracteristici și dimensiuni ale variantelor respective.

Lucrarea se adresează inginerilor și tehnicienilor proiectanți din industria construcțiilor de mașini, precum și celor care se ocupă cu proiectarea diferitelor utilaje și instalații mecanice, fiind utilă — de asemenea — cadrelor didactice și studenților din învățămîntul superior tehnic.

Prefață

Îmbunătățirea substanțială a activității de cercetare — proiectare reprezintă o cerință majoră a necesităților de dezvoltare în ritm susținut a economiei naționale, conform cu obiectivele de mare importanță stabilite de Congresul al XII-lea al Partidului Comunist Român, pentru dezvoltarea industriei construcțiilor de mașini din țara noastră.

Activitatea de cercetare-proiectare constituie premisa fundamentală a îmbunătățirii calității produselor și a măririi competitivității acestora pe plan mondial.

Calculul și proiectarea organelor de mașini — elemente componente primare ale mașinilor, utilajelor și instalațiilor — trebuie efectuate pe baze noi, utilizînd calculul de optimizare, astfel încît să fie asigurată — încă din procesul de proiectare — funcționarea corectă, sigură, economică și cu o fiabilitate corespunzătoare. Optimizarea soluțiilor constructive este necesară ca urmare a complexității și multitudinii condițiilor inițiale impuse organelor de mașini, condiții deseori contradictorii.

Autorii — continuînd linia de tratare a volumului I — s-au străduit să pună la îndemîna inginerilor și tehnicienilor din institutele de cercetare și inginerie industrială și din industria construcțiilor de mașini, precum și celor din celelalte ramuri ale economiei naționale care se ocupă cu proiectarea utilajelor și instalațiilor mecanice, o lucrare completă și sintetică, care să prezinte problemele calculului și proiectării celor mai importante elemente componente ale mașinilor și utilajelor, pe baza dezvoltării actuale a cercetării științifice din acest domeniu și a celor mai recente realizări ale firmelor specializate.

În acest volum sînt prezentate multe soluții constructive cu menirea de a ajuta proiectantul — începător sau cu experiență — în dificilul proces de alegere a soluției optime *dintr-o mare diversitate de variante produse de diferitele firme specializate, care îndeplinesc — mai mult sau mai puțin — condițiile inițiale impuse, datorită dezvoltării explozive a construcției de mașini, a tehnicii și științei mondiale.*

Autorii consideră că lucrarea va constitui un îndrumar prețios în rezolvarea diferitelor probleme practice reale, întîlnite în procesul de proiectare.

Este pentru noi o datorie și o mare plăcere să mulțumim colectivului redacției Construcții de mașini a Editurii tehnice pentru sprijinul permanent și grija deosebită acordate elaborării și publicării lucrării.

Conștienți de faptul că lucrarea este susceptibilă de completări, mulțumim anticipat pentru orice sugestie de îmbunătățire sau completare.

Brașov, septembrie 1982.

Prof. dr. ing. **Ioan Drăghici**

Cuprinsul volumului I

1. **Elemente generale privind calculul de proiectare al organelor de maşini**
2. **Asamblări şi transmisii prin şuruburi**
3. **Arcuri. Elemente elastice vibroizolatoare**
4. **Lagăre cu alunecare în industria construcţiilor de maşini**
5. **Utilizarea rulmenţilor în industria construcţiilor de maşini**
6. **Ghidaje**

Cuprinsul volumului III

14. **Transmisii prin curele**
15. **Transmisii prin lanţuri**
16. **Angrenaje. Transmisii prin roţi dinţate**
17. **Transmisii prin fricţiune. Variatoare**
18. **Transmisii combinate**
19. **Recomandări privind alegerea soluţiei constructive optime pentru elementele componente ale maşinilor**

Cuprins

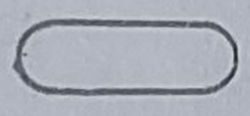
Prefață 5
Notații generale 8
7. **Sisteme și dispozitive de ungere utilizate în construcția de mașini** (prof. dr. ing. Ioan Drăghici și ing. Gheorghe Moldovean) 9
7.1. Sisteme de uugere semiautomate 11
7.2. Sisteme de ungere centralizate 22
7.3. Elementele componente ale sistemelor de ungere 27
7.4. Recomandări privind alegerea și proiectarea sistemelor și dispozitivelor de ungere 33
Anexe 38
Bibliografie 39
8. **Sisteme de etanșare** (prof. dr. ing. Ioan Drăghici și dr. ing. Dan Lazăr) 40
8.1. Etanșări cu contact 40
8.2 Etanșări de protecție 77
8.3. Etanșări combinate 98
8.4. Alegerea sistemului de etanșare 102
Bibliografie 127
9. **Cuplaje*** (prof. dr. ing. Ioan Drăghici, ing. Ioan Achiriloaie, conf. dr. ing. Emil Chișu, ing. Gheorghe Moldovean, ing. Mihai Ciobotă, ing. Costel Bejan și ing. Dorin V. Diaconescu) 129
9.1. Determinarea sarcinii de calcul 129
9.2. Cuplaje permanente fixe 138
9.3. Cuplaje permanente mobile, cu elemente intermediare rigide 145
9.4. Cuplaje permanente mobile, cu elemente intermediare elastice 187
9.5. Cuplaje intermitente comandate 225
9.6. Cuplaje de siguranță 276
9.7. Cuplaje unisens 307
9.8. Cuplaje combinate 324
Anexe 335
Bibliografie 339
10. **Asamblări prin caneluri. Asamblări presate*** 343
10.1. Asamblări prin caneluri (prof. dr. ing. Ioan Drăghici) 343
Anexe 352
Bibliografie 356
10.2. Asamblări presate (prof. dr. ing. Ioan Drăghici și ing. Costel Bejan) 356
Anexe 366
Bibliografie 369
11 **Arbori drepți** * (dr. ing. Nicolae Petrescu și prof. dr. ing. Ioan Drăghici) 370
11.1. Relațiile și metodica de calcul 371
11.2. Elemente constructive. Recomandări 381
Anexe 383
Bibliografie 391
12. **Arbori flexibili. Cabluri de comandă** * (prof. dr. ing. Ioan Drăghici, ing. Costel Bejan și ing. Ioan Achiriloaie) 392
12.1. Arbori flexibili pentru transmisiile de putere 394
12.2. Cabluri de comandă 407
Anexe 413
Bibliografie 415
13. **Fiabilitatea previzională în construcția de mașini** * (ing. Costel Bejan) 416
13.1. Parametrii generali ai fiabilității 417
13.2. Metodologii de calcul al fiabilității previzionale 418
Anexe 426
Bibliografie 431

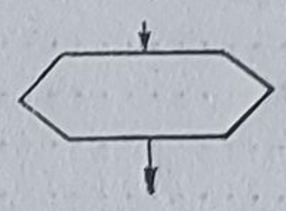
---

* Schemele logice de calcul din aceste capitole au fost elaborate de ing. Mihail Cernahoschin

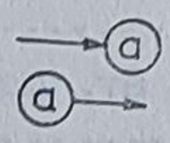
NOTAȚII GENERALE

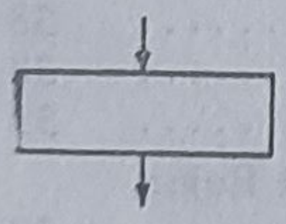
c — coeficient de siguranță;
d — diametrul arborelui;
E — modulul de elasticitate longitudinal;
F — forța;
g — accelerația căderii libere;
G — modulul de elasticitate transversal;
GD^2 — momentul de giratie redus la arborele condus;
J, J_1, J_2 — momentul de inerție masic, respectiv momentele de inerție reduse la arborele conducător, respectiv condus;
k — rigiditatea;
l, L — lungimi;
M_i — momentul de încovoiere;
M_t, M_{tn}, M_{tc} — momentul de torsiune; momentul nominal de torsiune, respectiv de calcul;
n — turația (frecvența de rotație);
p presiunea;
P — puterea;
R — raza;
t — timpul;
v — viteza (periferică);
σ_a, τ_a — rezistența admisibilă;
σ_i — efortul unitar de încovoiere;
σ_r — rezistența la rupere;
$\sigma_{(tc)}$ — efortul unitar de tracțiune (comprimare);
σ_{02} — limita de curgere a materialului;
μ — coeficientul de frecare;
η — randamentul;
τ_f, τ_t — efortul unitar de forfecare, respectiv de răsucire;
ω — viteza unghiulară.

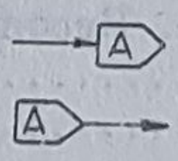

— bloc de delimitare (START sau STOP, ÎNCEPUT sau SFÎRȘIT);

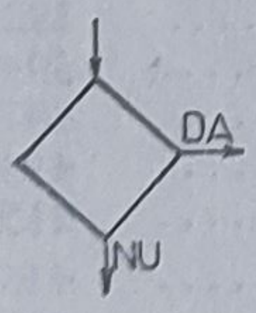

— bloc de procedură *(subrutină)*;

— blocuri de intrare, respectiv ieșire;


— conector în interiorul paginii;


— bloc de calcul (atribuire) sau bloc de inițializare;


— conector de pagină;



— bloc de decizie logică;

(comentariu la blocul atașat) — bloc de comentarii.

7. Sisteme și dispozitive de ungere utilizate în construcția de mașini

Notații

A_c — aria secțiunii de trecere a conductei de alimentare a filtrului, supapei etc.;

d, d_1, d_2 — diametrul interior al conductei de intrare în corpul filtrului, diametrul interior al conductei, respectiv diametrul serpentinei de răcire;

g — accelerația căderii libere;

k — coeficient de pierderi de presiune;

K_1 — coeficientul de cedare a căldurii de la ulei la apă în schimbătorul de căldură;

l_1, l_e — lungimea unei porțiuni din rețeaua de conducte având același diametru, respectiv lungimea echivalentă a armăturilor, supapelor, robinetelor etc.;

l_T — suma lungimilor de conductă liniară și echivalentă;

l, L, h — lățimea, lungimea, respectiv înălțimea rezervorului de ulei;

p_1, p_{max} — presiunea uleiului din conductă, respectiv presiunea maximă de alimentare cu ulei a punctelor de ungere din sistem;

P — puterea transmisă de angrenaje;

q_z — debitul de scăpări de lubrifiant la lagărele cu alunecare;

Q_1, Q_f — debitul de ulei ce trece printr-o conductă, respectiv prin filtru;

Q_{vi} — debitul de ulei necesar punctului i de ungere (lagăr, angrenaj, ghidaj etc.);

Q' — suma pierderilor de debit, estimate a se produce după o durată relativ mare de funcționare;

Q_c — cantitatea de căldură care se degajă în sistemul de ungere în unitatea de timp;

Re — numărul lui *Reynolds*;

S_1 — suprafața activă de schimb de căldură a serpentinei;

$T_0, T_{0\,apă}$ — temperatura mediului ambiant, respectiv a apei de răcire;

$V_{apă}$ — debitul de apă ce circulă în serpentină;

v — viteza lubrifiantului lichid, prin conducte;

α — coeficientul capacității specifice de trecere a lichidului prin materialul filtrant;

γ, ρ — greutatea specifică, respectiv densitatea uleiului;

Δp_c — căderea de presiune pe conducte și armături;

$\Delta p_f, \Delta p_{fa}$ — căderea de presiune, respectiv căderea de presiune admisibilă pe elementele filtrante;

ΔT_a — diferența maximă de temperatură între uleiul din rezervor și aer;

$\varkappa$ — coeficient experimental depinzînd de forma rezistenței locale;

λ — coeficientul de rezistență pentru conductele liniare;

ν, η — vîscozitatea cinematică, respectiv dinamică a lubrifiantului lichid;

η_t — randamentul total al pompei.

Ungerea suprafețelor în contact — cu mișcare relativă — micșorează frecările, evitînd pierderile inutile de energie și diminuînd uzarea. Se asigură protecția anticorosivă a pieselor în contact cu lubrifiantul folosit, uniformizează și evacuează căldura degajată, micșorînd zgomotul și vibrațiile.

Alegerea sistemului adecvat de ungere cu lubrifiant implică [11]: asigurarea, în mod continuu și uniform, a debitului de lubrifiant stabilit; siguranță în exploatare, prin eliminarea întreruperilor neprevăzute de alimentare

cu lubrifiant; eliminarea consumului exagerat de lubrifiant, prin dozarea corectă a debitului; evitarea impurificării lubrifiantului folosit; construcție simplă, economică și întreținere ușoară.

Lubrifianții utilizați (uleiuri minerale, uleiuri sintetice, unsori consistente, emulsii speciale, lubrifianți solizi etc.) trebuie să se caracterizeze prin: stabilitate chimică și fizică; să nu conțină elemente metalice; să fie substanțe neutre, fără conținut de baze, acizi, rășini și impurități; conținut minim de cenușă*.

O clasificare a sistemelor de ungere este prezentată în tabelul 7.1 [3, 10, 11].

Tabelul 7.1

Clasificarea sistemelor de ungere [3, 10, 11]

Tipul sistemului	Presiunea de funcționare	Lubrifiantul utilizat	Fără recuperarea lubrifiantului	Cu recuperarea lubrifiantului
Semiautomat	Fără presiune sau cu presiune joasă (< 5 daN/cm²)	Unsoare consistentă	Ungătoare cu bilă Ungătoare cu pîlnie Ungătoare cu piston Ungere din capacul lagărului Ungătoare cu pompă	
		Uleiuri	Ungere prin picurare Ungere prin forțe de capilaritate Ungere în ceață de ulei Ungere comandată manual, mecanic, pneumatic, prin vacuum	Ungere în baie Ungere cu inel mobil, cu disc, cu lanț Ungere prin barbotare Ungere prin centrifugare Ungere prin suprafețe poroase
Automat centralizat	Fără presiune sau cu presiune joasă (< 5 daN/cm²)	Unsoare consistentă	Ungere cu pompă acționată manual, mecanic, electric, hidraulic, pneumatic	
		Uleiuri	Ungere prin gravitație, cu rezervă mare de lubrifiant Ungere comandată mecanic, hidrostatic, pneumatic	Ungere prin gravitație și pompă de recirculație
	Cu presiune	Uleiuri	Sisteme deschise, fără recirculația uleiului	Sisteme închise, cu recirculația uleiului
		Uleiuri sau unsori consistente	Ungere prin intermediul dispozitivelor mecanice, cu ramificații multiple Ungere în paralel sau în serie cu o pompă centrală, cu dispozitive de dozare Ungere prin pulverizarea lubrifiantului	

* Pentru recomandări vizînd utilizarea diferiților lubrifianți v. [6, 10, 14 etc.].

7.1. Sisteme de ungere semiautomate

7.1.1. *Ungere cu unsoare consistentă*

Se utilizează la lagărele cu turaţii joase ($v < 4{,}5$ m/s [18]), la temperaturi de funcţionare scăzute cînd este necesară o cantitate mică de lubrifiant, la lagărele cu alunecare greu accesibile, la angrenajele la care viteza periferică este sub 1 m/s. Se întrebuinţează următoarele dispozitive de ungere:

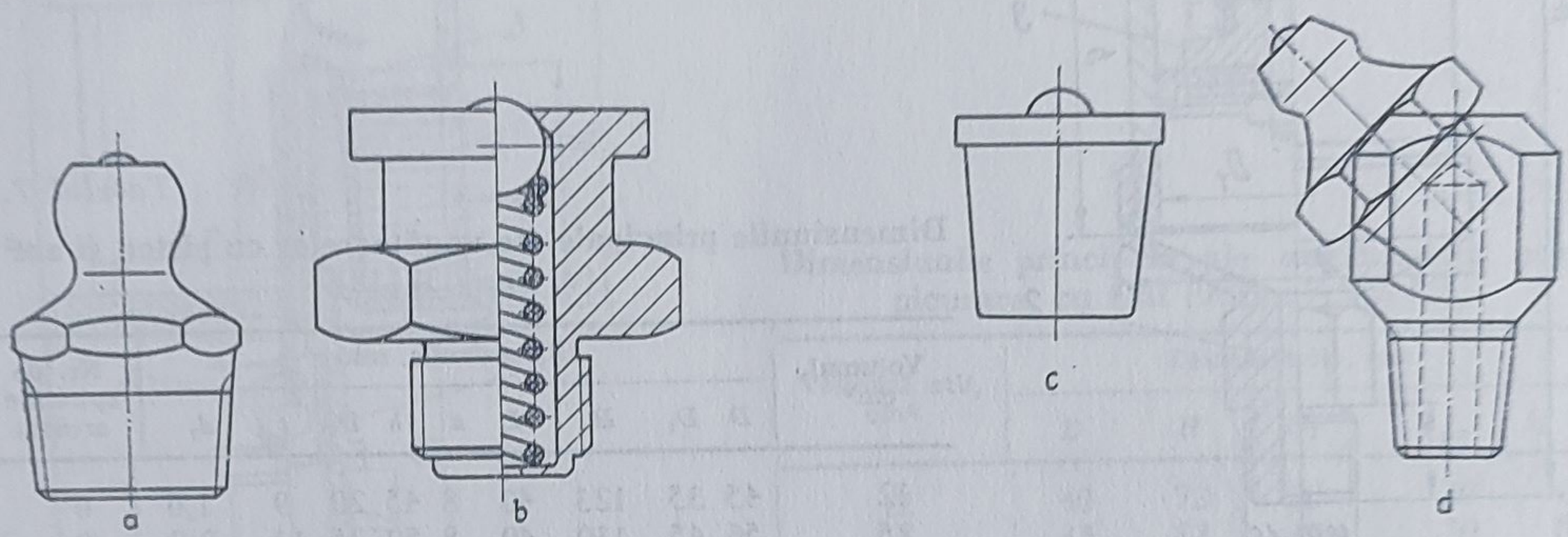


Fig. 7.1. Ungătoare cu bilă, STAS 1116-67:
a — tip UA, cu cap sferic şi filet conic; *b* — tip UB, cu cap plat şi filet cilindric; *c* — tip UC, cu cap plat şi fixat prin presare; d — montarea înclinată a ungătoarelor prin intermediul unei piese de poziţie.

Ungătoarele cu bilă (fig. 7.1, STAS 1116-67) montate direct la punctul de ungere, menţin orificiul de ungere închis, printr-o bilă apăsată de un arc. Alimentarea periodică se realizează cu o pompă de mînă, pentru unsoare consistentă (STAS 5290-61).

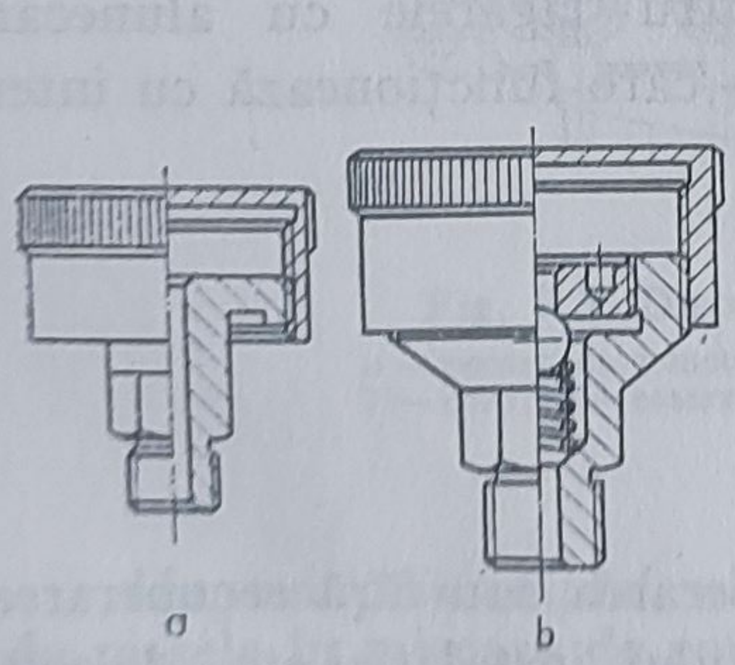


Fig. 7.2. Ungătoare cu pîlnie:
a — fără bilă; *b* — cu bilă şi arc.

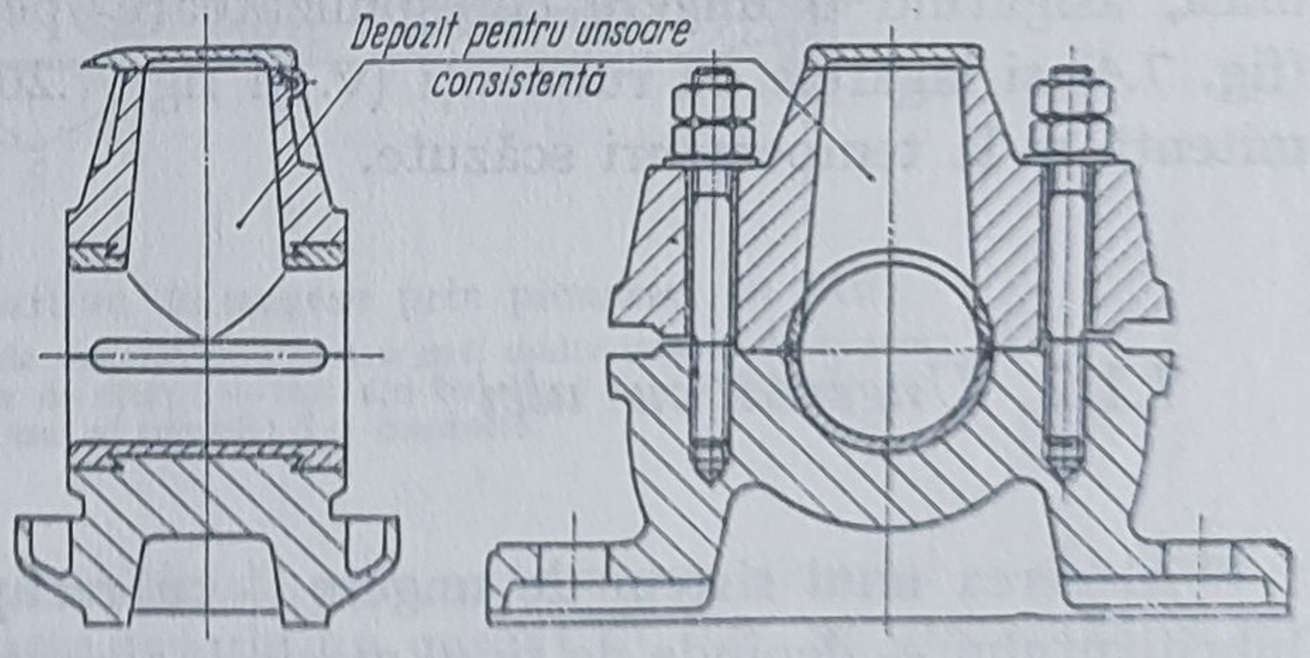


Fig. 7.4. Exemplu de ungere a unui lagăr cu alunecare — cu unsoare consistentă, depozitată în capacul lagărului.

Ungătoarele cu pîlnie (fig. 7.2) — umplute cu unsoare consistentă — au eficacitate dacă sînt supravegheate atent, lubrifiantul ajungînd la punctul de ungere prin strîngerea manuală a capacului filetat.

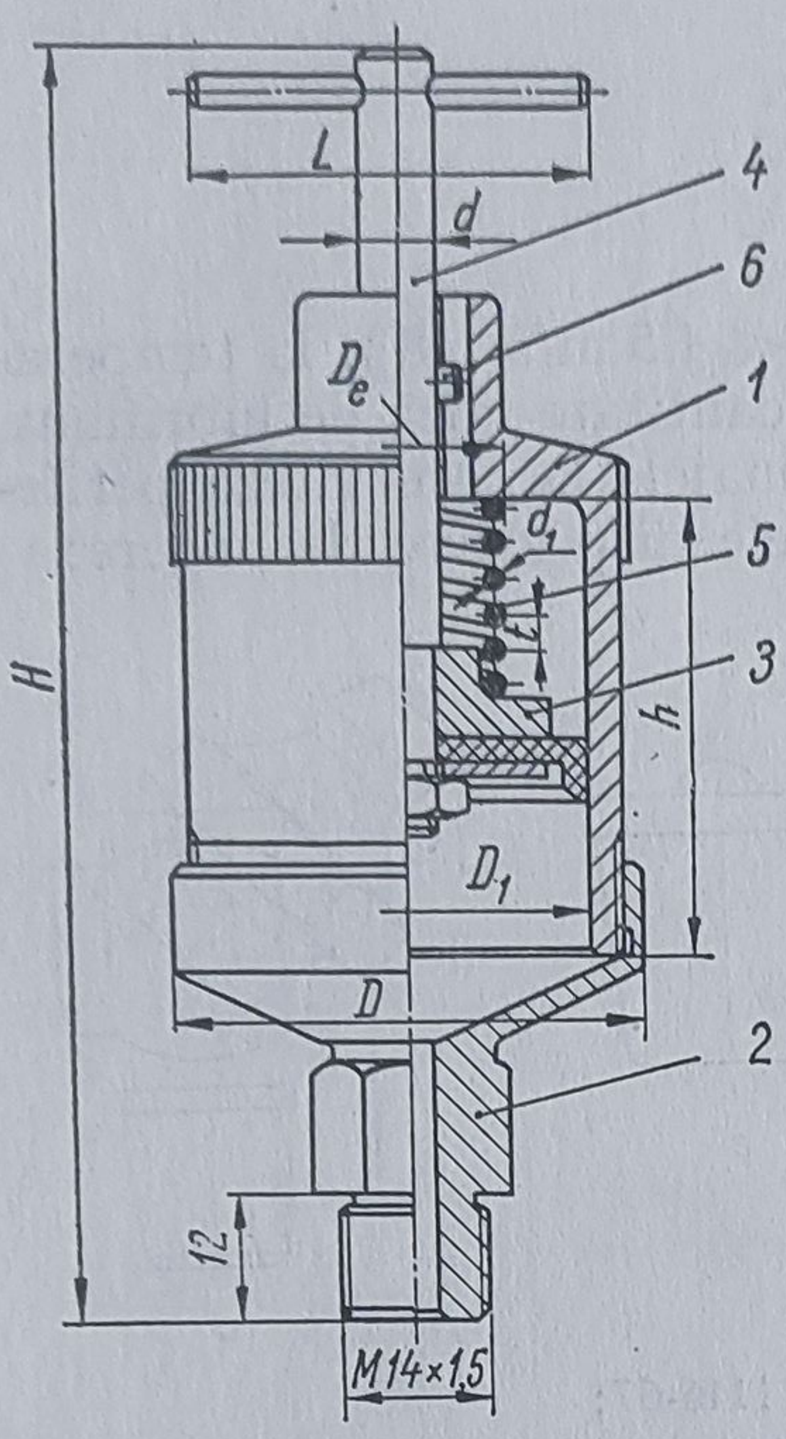


Fig. 7.3. Ungător cu piston și arc:
1 — corpul ungătorului; *2* — piesă de legătură cu corpul lagărului; *3* — piston; *4* — tijă; *5* — arc elicoidal de compresiune; *6* — știft de ghidare.

Tabelul 7.2

Dimensiunile principale ale ungătoarelor cu piston și arc (v. fig. 7.3) [18]

Volumul, cm^3	Dimensiunile, mm									Nr. de spire ale arcului
	D	D_1	H	L	d	h	D_e	t	d_1	
12	45	35	123	40	8	45	20	9	1,6	6
25	56	45	130	40	8	50	25	11	2,0	9
50	65	55	145	50	10	60	30	13	2,5	9

Ungătoarele cu piston și arc (fig. 7.3 și tabelul 7.2 [18]) asigură continuitatea ungerii cînd temperatura de funcționare a lagărului este constantă; prin creșterea temperaturii unsoarea devine mai fluidă, rezultînd un exces momentan de lubrifiant și, ulterior, o ungere insuficientă.

Ungerea locală, cu depozitarea unsorii în capacul lagărului, este economică, asigurînd o ungere corespunzătoare pentru lagărele cu alunecare (fig. 7.4) și lagărele cu rulmenți (v. și fig. 7.20) care funcționează cu intermitență și la temperaturi scăzute.

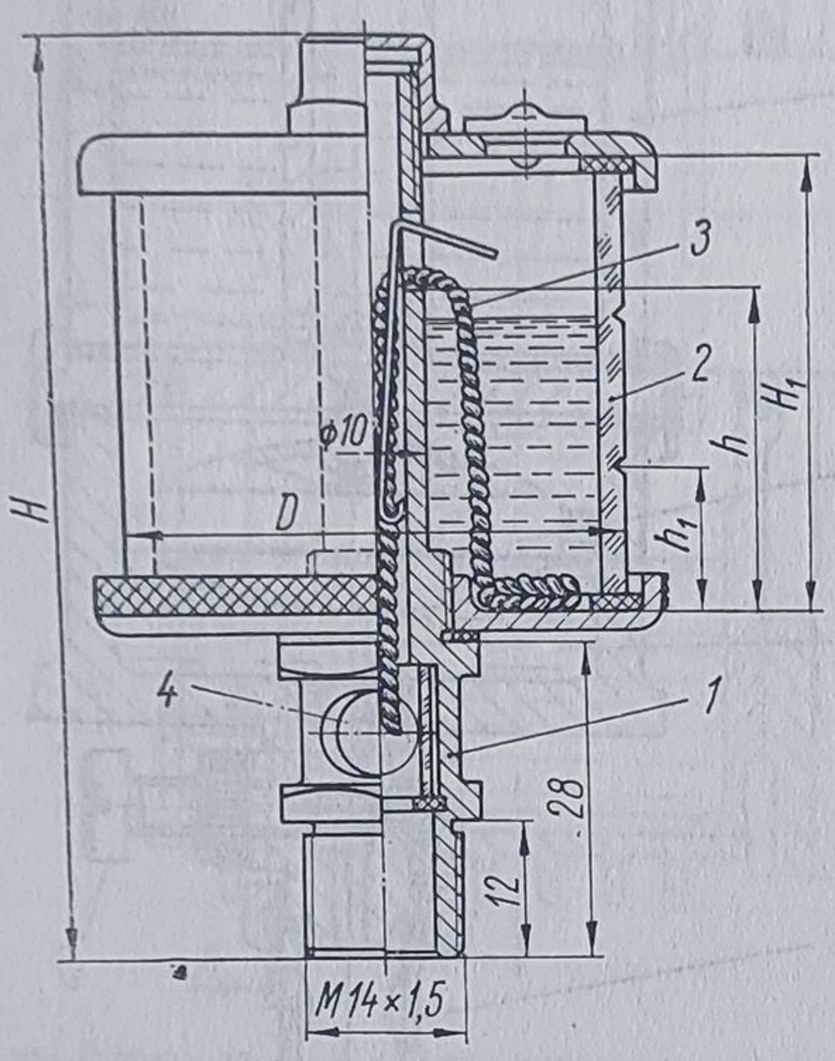
7.1.2. *Ungerea cu ulei*

Alegerea unui sistem de ungere — cu recuperarea sau fără recuperarea lubrifiantului — depinde de tipul mașinii, agregatului, instalației etc., de condițiile de funcționare, de posibilitățile de supraveghere, realimentare și de rentabilitate a recuperării lubrifiantului [11].

Ungerea prin picurare, cu fitil (fig. 7.5 și tabelul 7.3 [18]) sau *cu ac* (fig. 7.6), se utilizează la lagărele cu alunecare secundare, introducîndu-se în lagăr cantități mici de lubrifiant, fără recuperarea acestuia.

La lagărele cu rulmenți, ungerea prin picurare, se întrebuințează în cazul turațiilor mari ($v < 20$ m/s [18]), pentru arborii dispuși vertical sau înclinat, construcția lagărelor permițînd scurgerea lubrifiantului (fig. 7.7 [7, 15]).

Dezavantajul ungerii prin picurare cu fitil constă în consumul exagerat de lubrifiant, prin scurgerea continuă a acestuia, chiar și atunci cînd mașina nu funcționează.

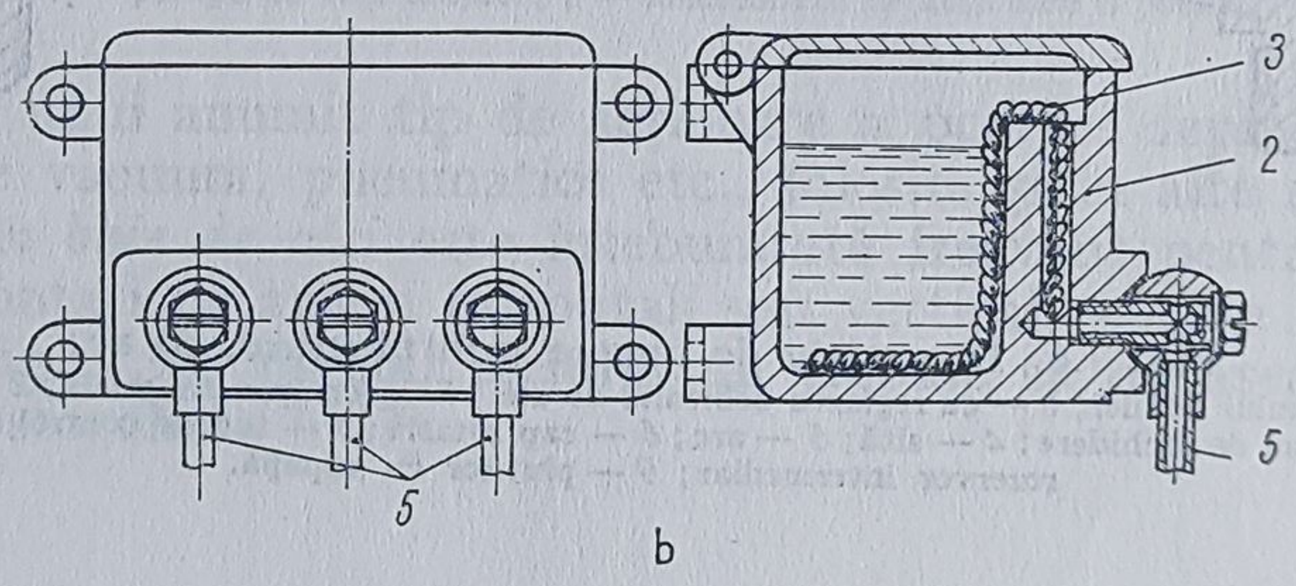


a

Tabelul 7.3

Dimensiunile principale ale ungătoarelor prin picurare, cu fitil (v. fig. 7.5,*a*) [18]

Volumul util, cm³	Dimensiunile, mm				
	D	*H*	H_1	*h*	h_1
12	40	72	30	20	6
25	45	82	40	30	8
50	50	92	50	40	12
100	60	102	60	50	16



b

Fig. 7.5. Dispozitive de ungere prin picurare, cu fitil:
a — pentru un punct de ungere; *b* — pentru mai multe puncte de ungere; *1* — corp; *2* — rezervor de ulei; *3* — fitil din bumbac; *4* — orificiu de control al ungerii; *5* — conducte.

Ungerea prin ceață de ulei, obținută prin antrenarea uleiului — din baie — de piesele în mișcare de rotație sau de un curent de aer, se utilizează la ungerea angrenajelor și a lagărelor cu rulmenți, la turații mari și în condiții grele de funcționare [6, 7].

Ungerea comandată se obține cu ajutorul unei pompe — acționată manual, mecanic (fig. 7.8 [8]), prin vacuum sau pneumatic—asigurînd ungerea pentru unul sau mai multe lagăre (v. și [11]); lubrifiantul este trimis la punctele de ungere la fiecare acționare a pompei.

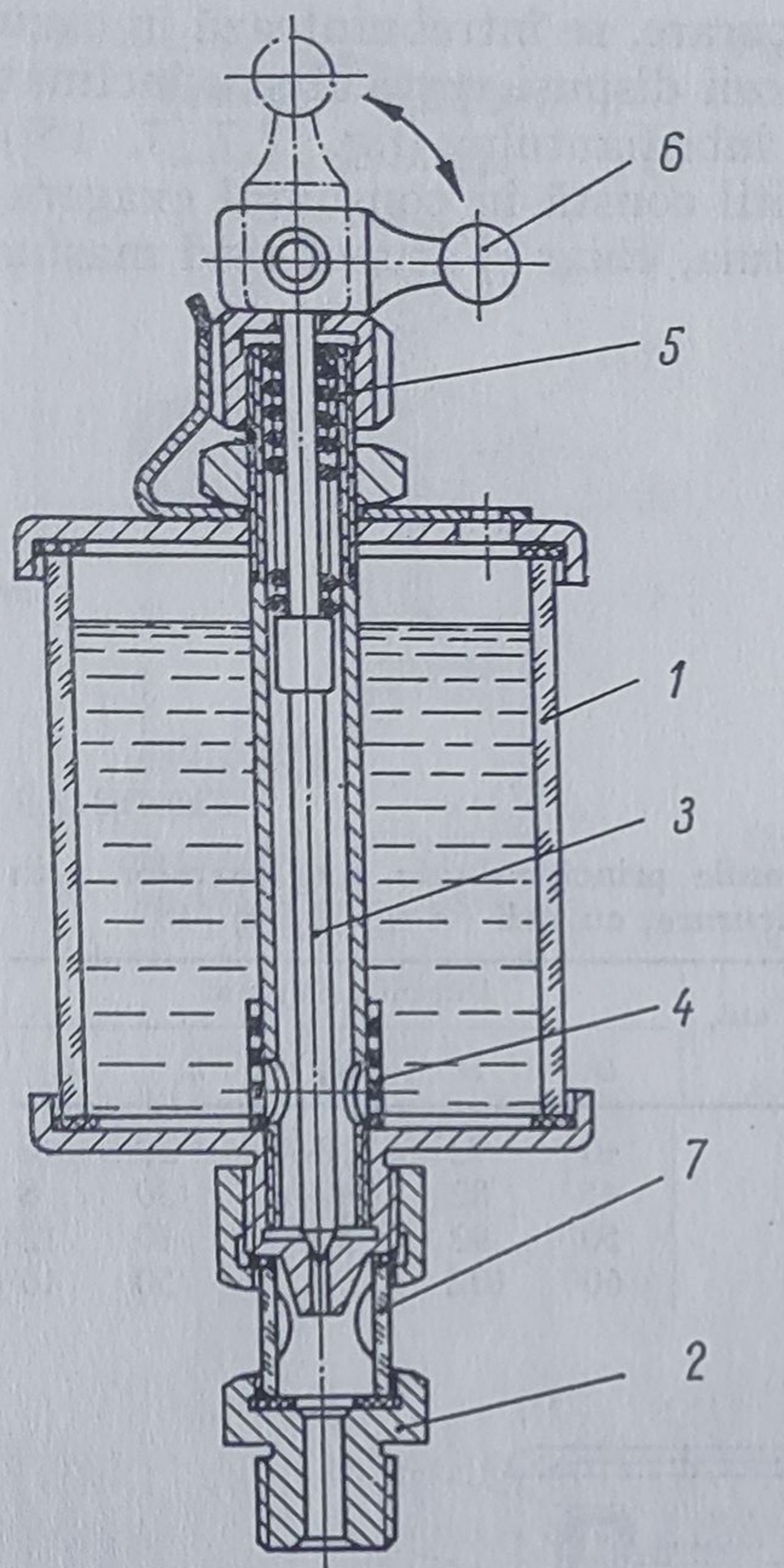


Fig. 7.6. Dispozitiv de ungere prin picurare, cu ac:
a — fără reglarea debitului de ulei; *b* — cu reglarea debitului de ulei; *1* — rezervor din sticlă; *2* — piesă de legătură cu corpul lagărului; *3* — ac de închidere; *4* — sită; *5* — arc; *6* — cap rotativ; *7* — tub de control din sticlă; *8* — corp cu rezervor intermediar; *9* — plutitor cu supapă.

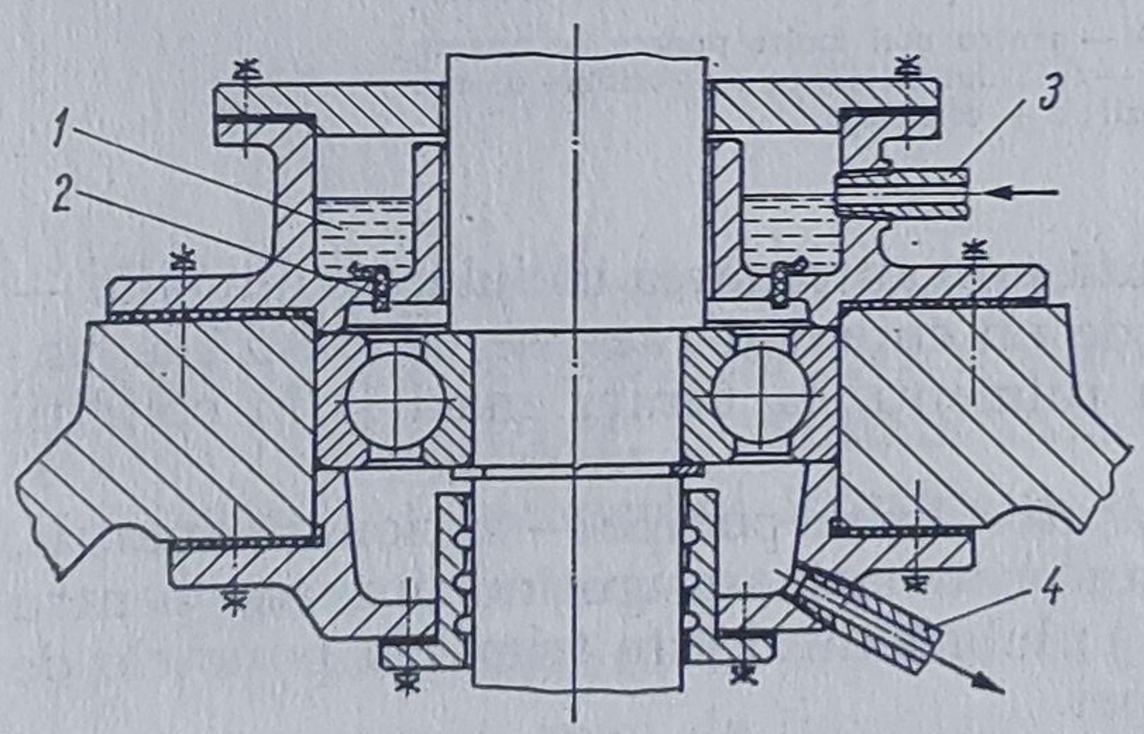


Fig. 7.7. Exemplu de ungere a unui lagăr cu rulmenți prin picurare, cu fitil:
1 — baie de ulei; *2* — fitil; *3* — conductă de alimentare cu ulei; *4* — conductă de scurgere a uleiului.

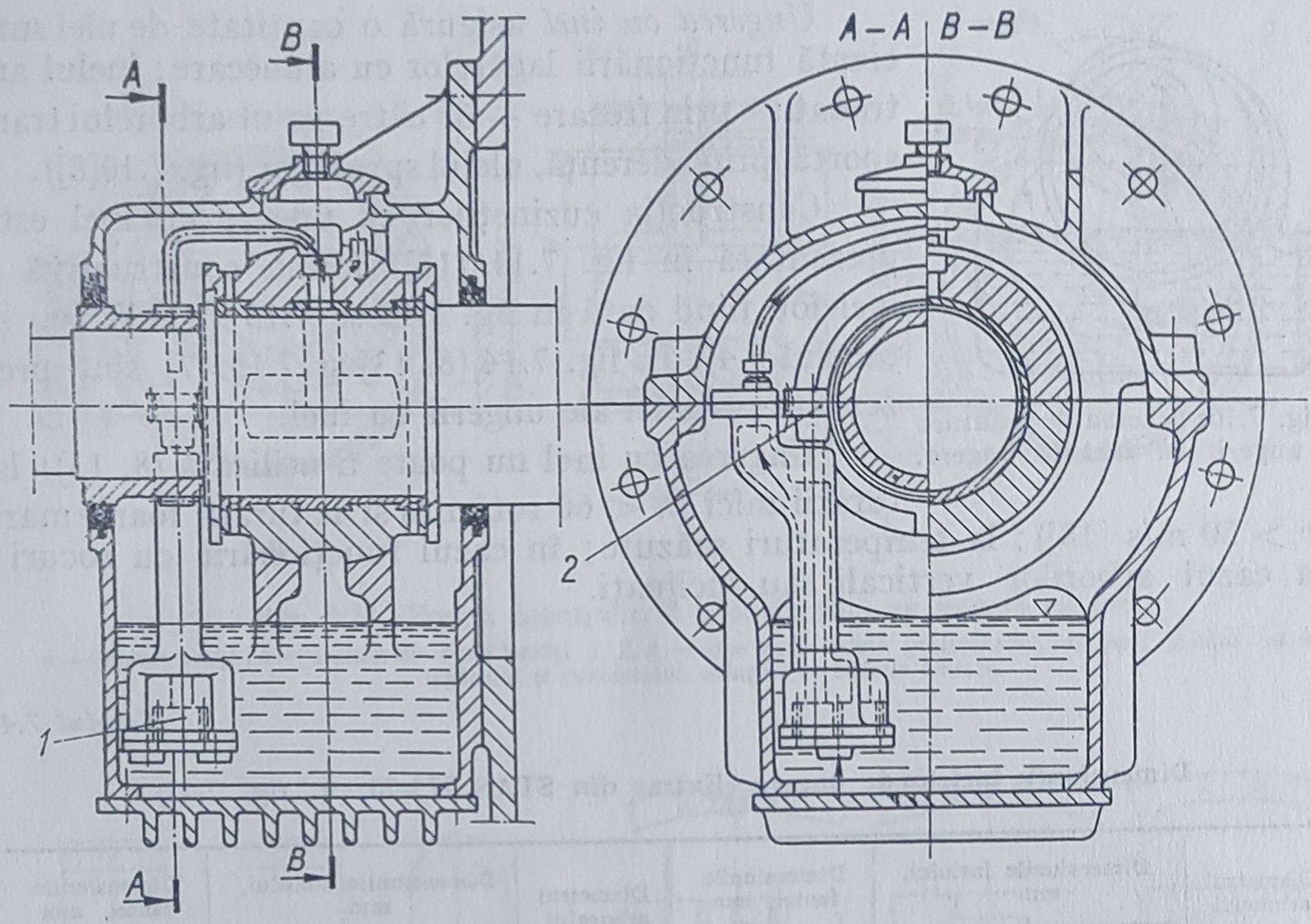


Fig. 7.8. Exemplu de utilizare a sistemului de ungere cu pompă comandată mecanic, la un lagăr cu alunecare:

1 — pompă cu roți dințate; *2* — mecanismul de acționare a pompei.

Utilizarea unui anumit tip de acționare a pompei depinde de existența instalațiilor de vacuum, pneumatice etc., folosite și în alte scopuri.

Ungerea în baie de ulei este întebuințată frecvent pentru ungerea rulmenților — montați pe arbori orizontali sau verticali — care funcționează la turații mici (fig. 7.9); nivelul uleiului nu trebuie să depășească jumătatea corpului de rostogolire [7, 17].

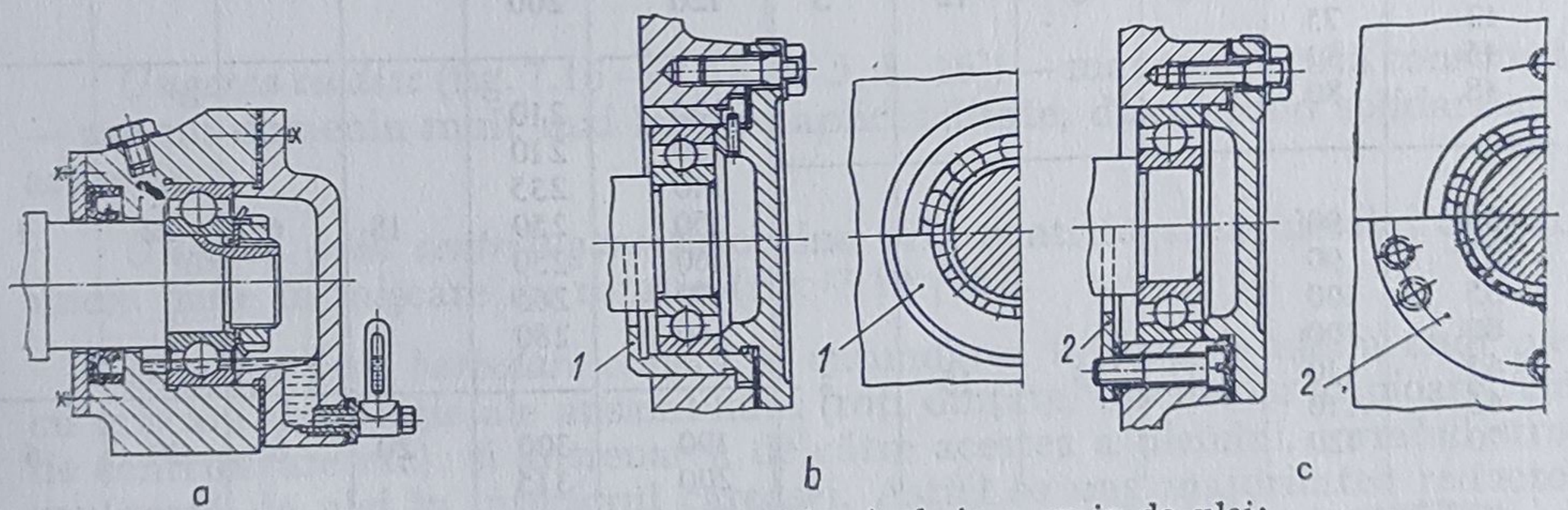


Fig. 7.9. Ungerea rulmenților în baie proprie de ulei:

a — în capac, cu indicator de nivel; *b*, *c* — soluții constructive de asigurare a nivelului de ulei din baie, prin acumularea stropilor de ulei produși prin barbotare; *1* — pahar cu guler segmentat; *2* — inel de reținere segmentat.

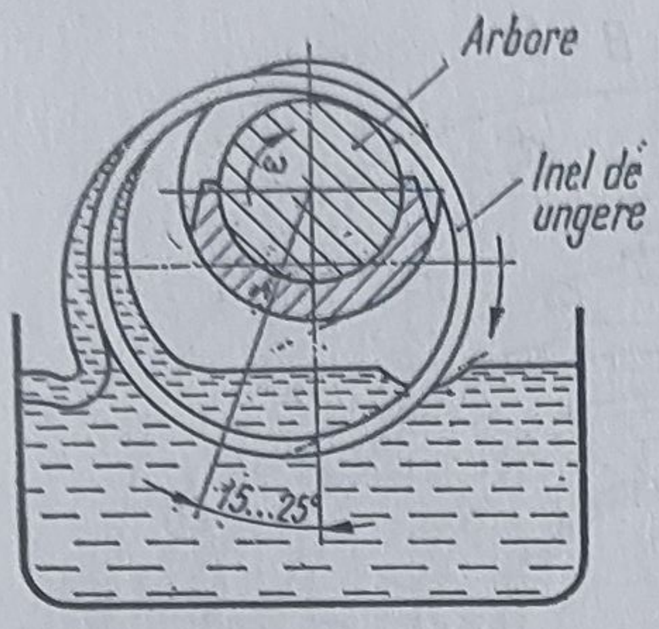


Fig. 7.10. Schema de realizare a ungerii cu inel de ungere.

Ungerea cu inel asigură o cantitate de ulei suficientă funcționării lagărelor cu alunecare; inelul antrenat — prin frecare — de către fusul arborelui transportă, prin aderență, uleiul spre lagăr (fig. 7.10[8]).

Construcția cuzineților cu ungere cu inel este prezentată în fig. 7.11 [13], forma constructivă a inelelor fiind dată în fig. 7.12 și 7.13 [8, 13] (v. și tabelul 7.4). În fig. 7.14 [8, 13] și 7.15 [7] sînt prezentate utilizări ale ungerii cu inel.

Ungerea cu inel nu poate fi utilizată [8, 13]: la turații mici ($n < 60$ rot/min) și la turații foarte mari ($v > 30$ m/s [18]); la temperaturi scăzute; în cazul funcționării cu șocuri; în cazul arborilor verticali sau înclinați.

Tabelul 7.4

Dimensiunile inelelor de ungere (Extras din STAS 773-70, v. fig. 7.11).

Diametrul arborelui d, mm	Dimensiunile inelului, mm			Dimensiunile fantei, mm		Diametrul arborelui d, mm	Dimensiunile inelului, mm			Dimensiunile fantei, mm	
	D	b	s	B	h		D	b	s	B	h
25	50					75	120	12	3	15	3
26	50					80	130				
28	50										
30	55	8	3	10	2						
32	60					85	140				
						90	150				
						95	160				
34	63					100	160	15	5	18	4
36	63					105	170				
38	70					110	180				
40	70	10	3	12	3	120	200				
42	75										
45	80					125	210				
48	80					130	210				
						140	235				
50	90					150	250	18	6	22	4
52	90					160	250				
55	100					170	265				
60	100					180	280				
63	110	12	3	15	3						
65	110					190	300	20	8	24	6
70	120					200	315				

Observație. $t = \left(\frac{1}{3}, \ldots, \frac{1}{12}\right) D$; $R \geq \frac{D}{2} + s + h$.

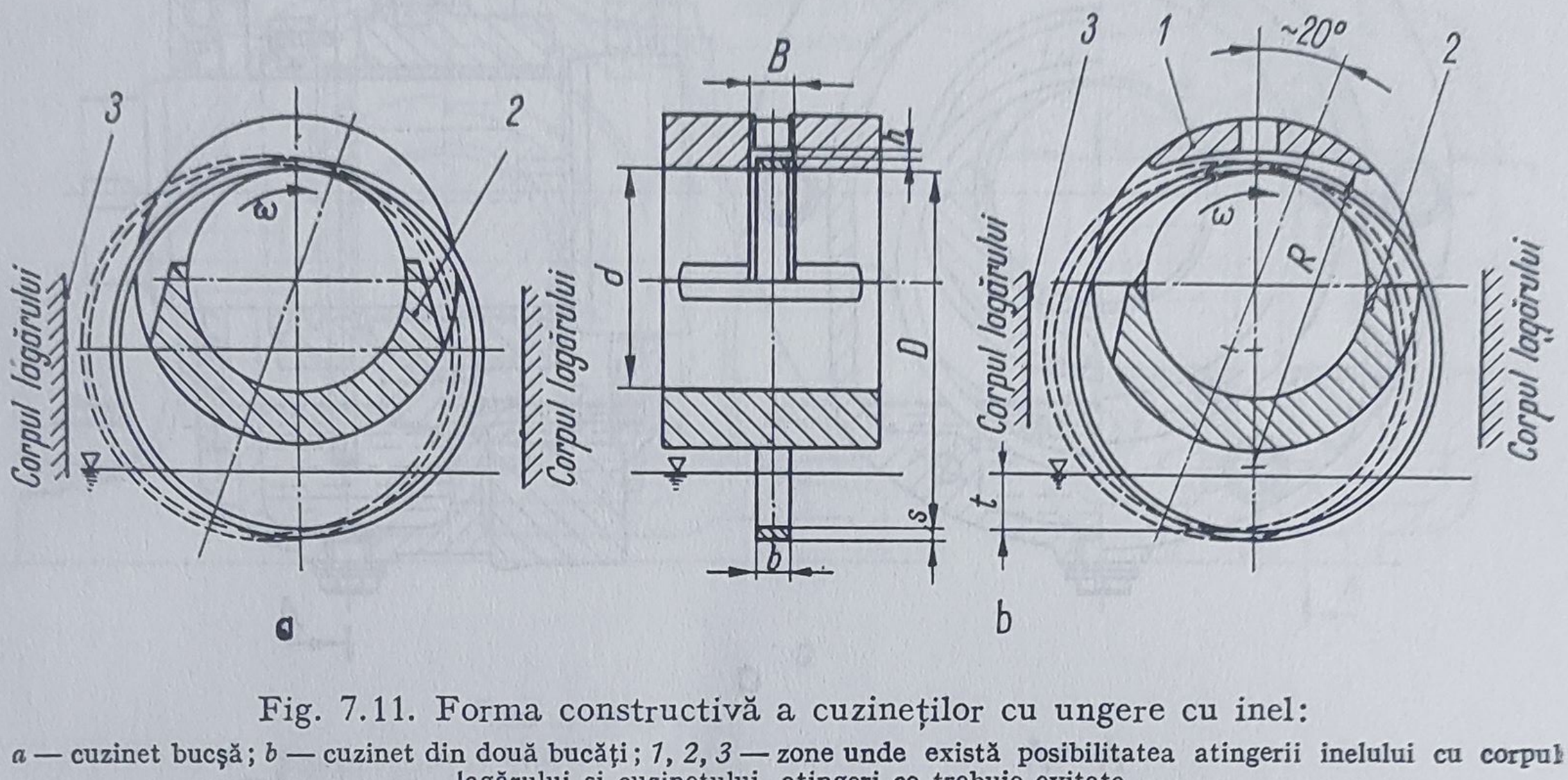


Fig. 7.11. Forma constructivă a cuzineților cu ungere cu inel:

a — cuzinet bucşă; *b* — cuzinet din două bucăți; *1, 2, 3* — zone unde există posibilitatea atingerii inelului cu corpul lagărului şi cuzinetului, atingeri ce trebuie evitate.

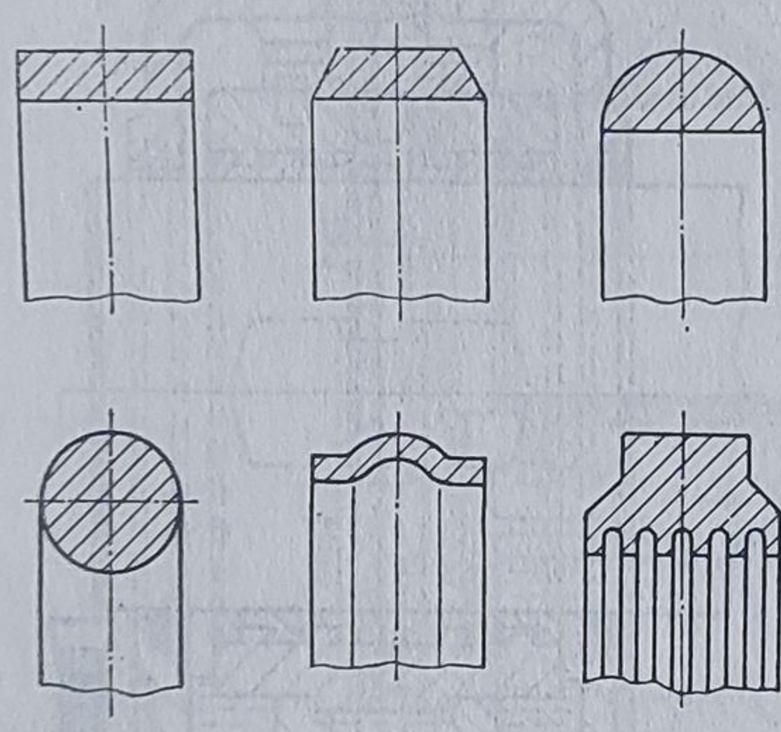


Fig. 7.12. Forma constructivă a secțiunii inelelor de ungere.

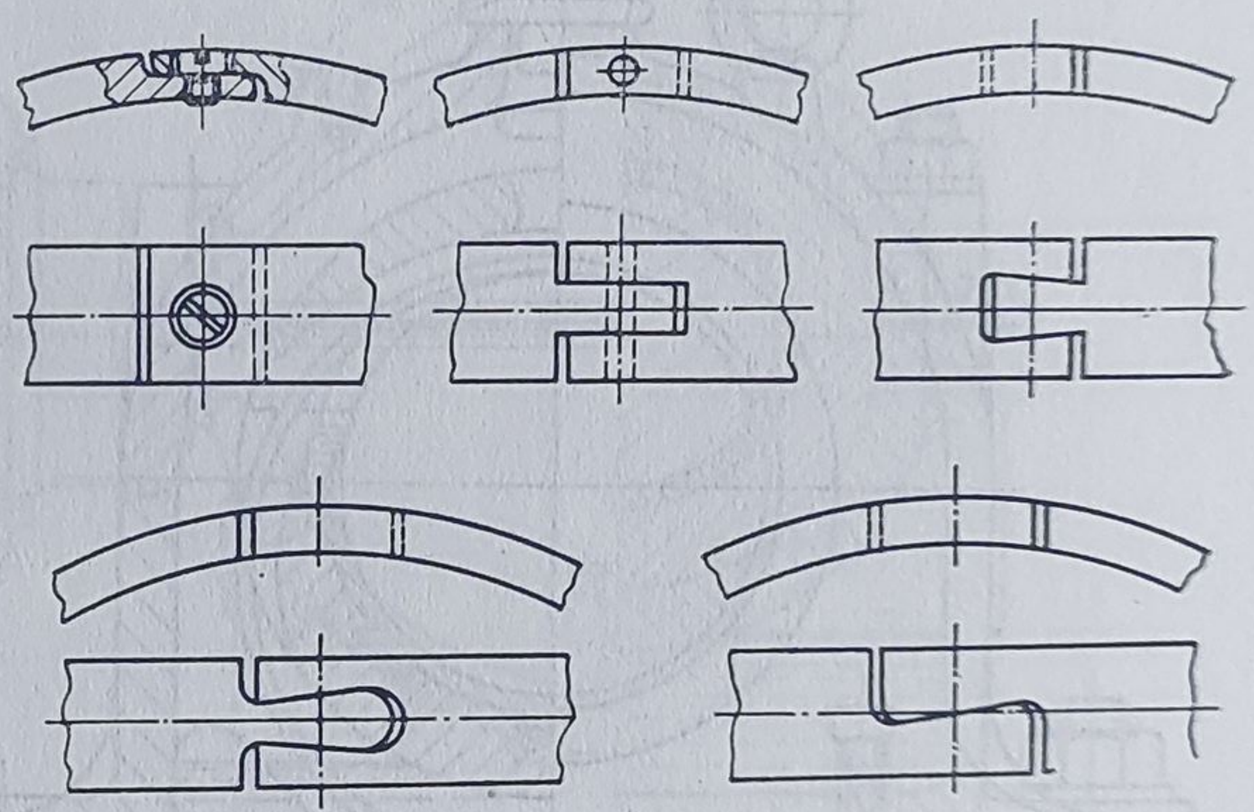


Fig. 7.13. Exemple de îmbinare a capetelor semiinelelor inelului de ungere.

Ungerea cu disc (fig. 7.16 — 7.18 [3, 5, 8, 16]) — mai complicată constructiv — are un domeniu mult mai larg de aplicabilitate, discul fiind solidarizat cu arborele.

Ungerea prin centrifugare se obține prin centrifugarea uleiului de către unele piese în mișcare de rotație (fig. 7.19 [18]).

Ungerea prin barbotare constă în cufundarea în baia de ulei a unor piese cu mișcare de rotație ale ansamblului (roți dințate, discuri cu aripioare, inele de centrifugare etc), și antrenarea de către acestea a uleiului, formînd stropi sau ceață de ulei în interiorul carcasei. Astfel se ung majoritatea reductoarelor și cutiilor de viteze, cu viteze mici — medii, adîncimea de cufundare a roților în ulei depinzînd de viteza periferică a acestora.

BIBLIOTECA
„GH. ASACHI"
IAȘI

441.263

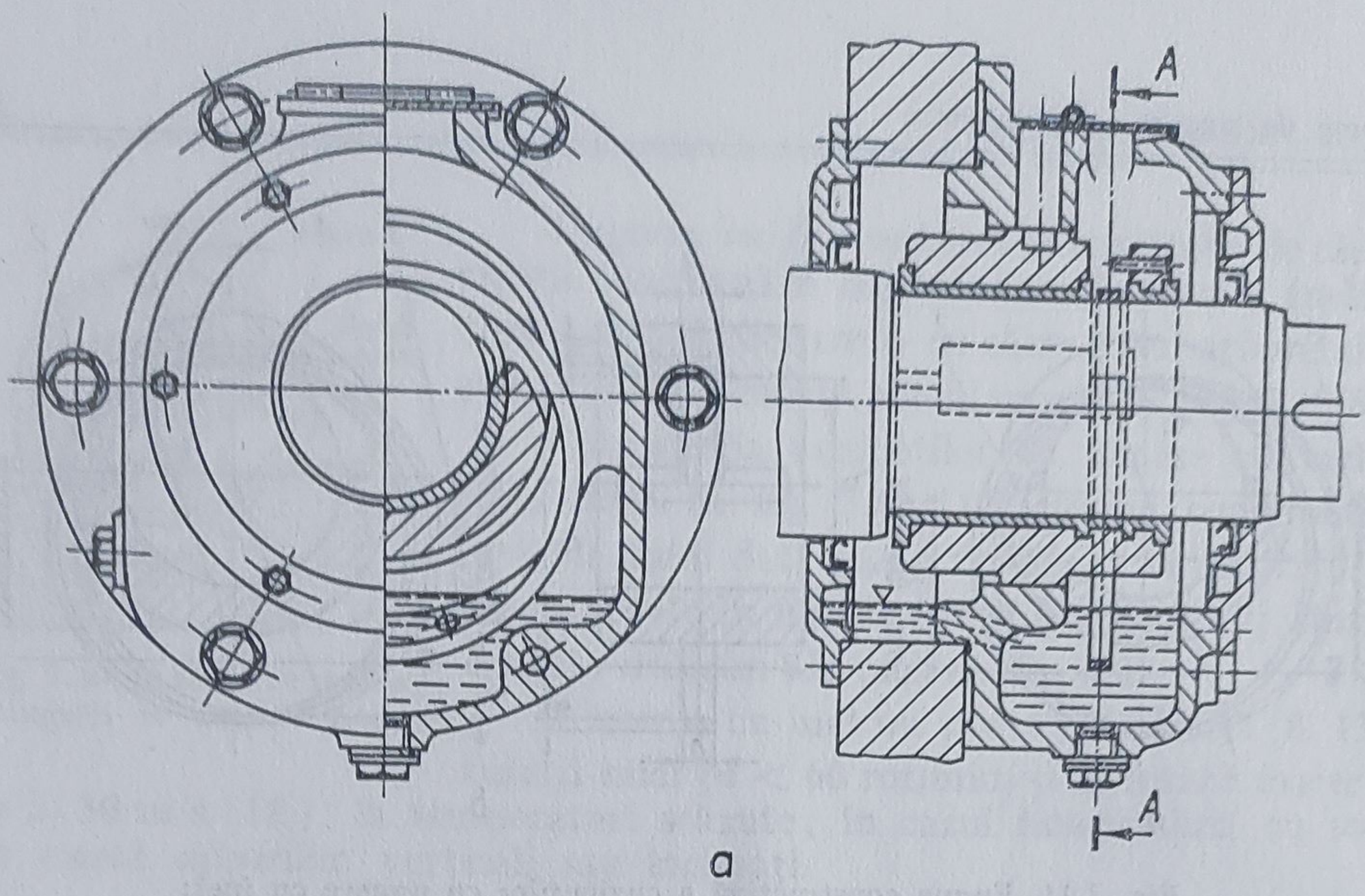


Fig. 7.14. Exemple de utilizare a ungerii cu inel la lagărele cu alunecare.

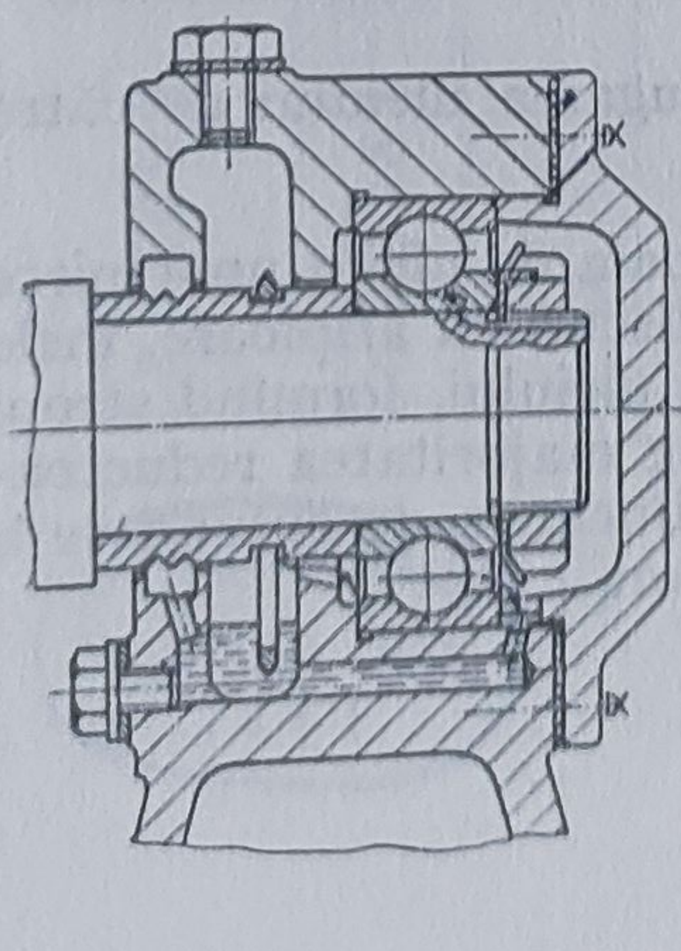
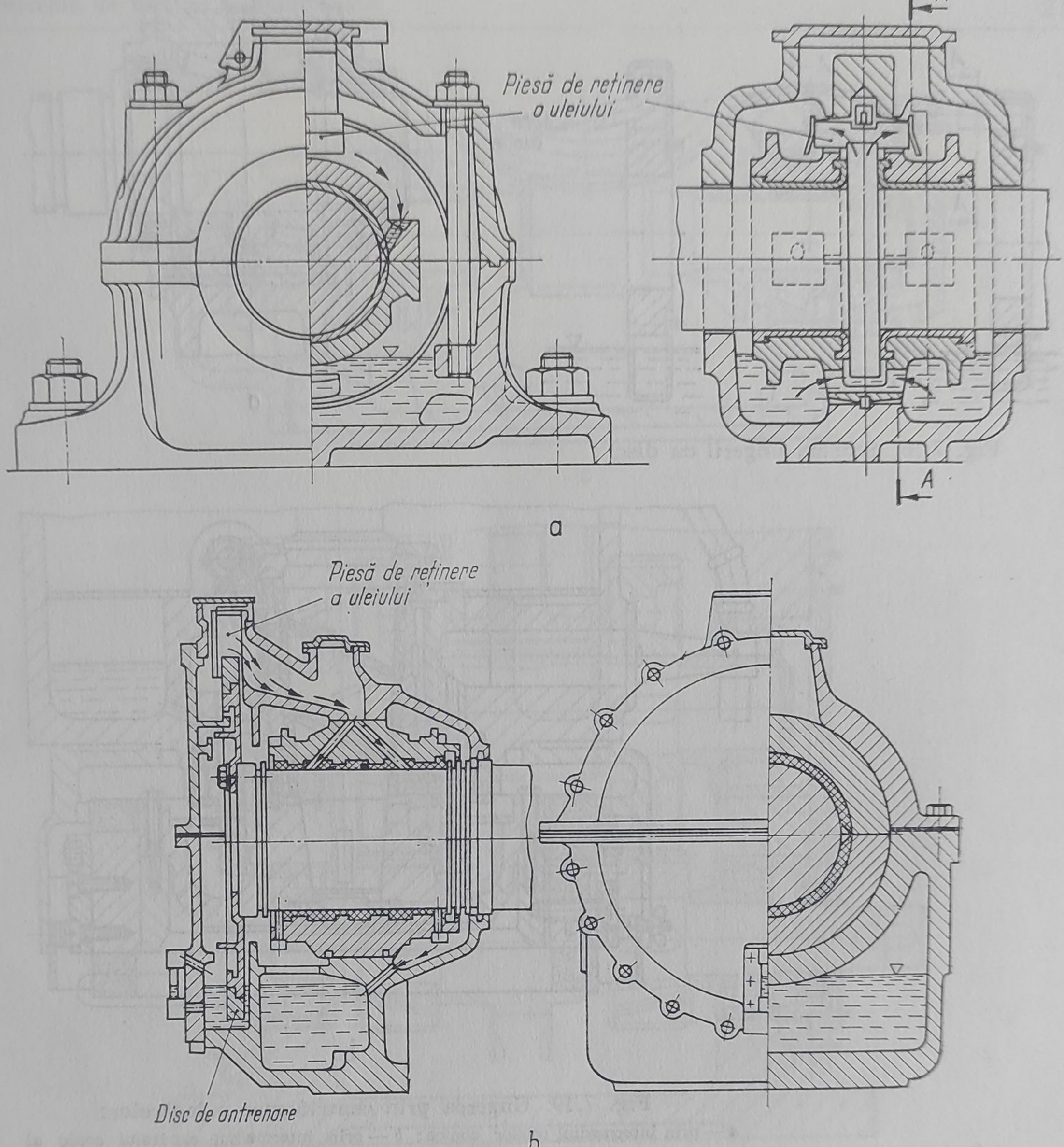


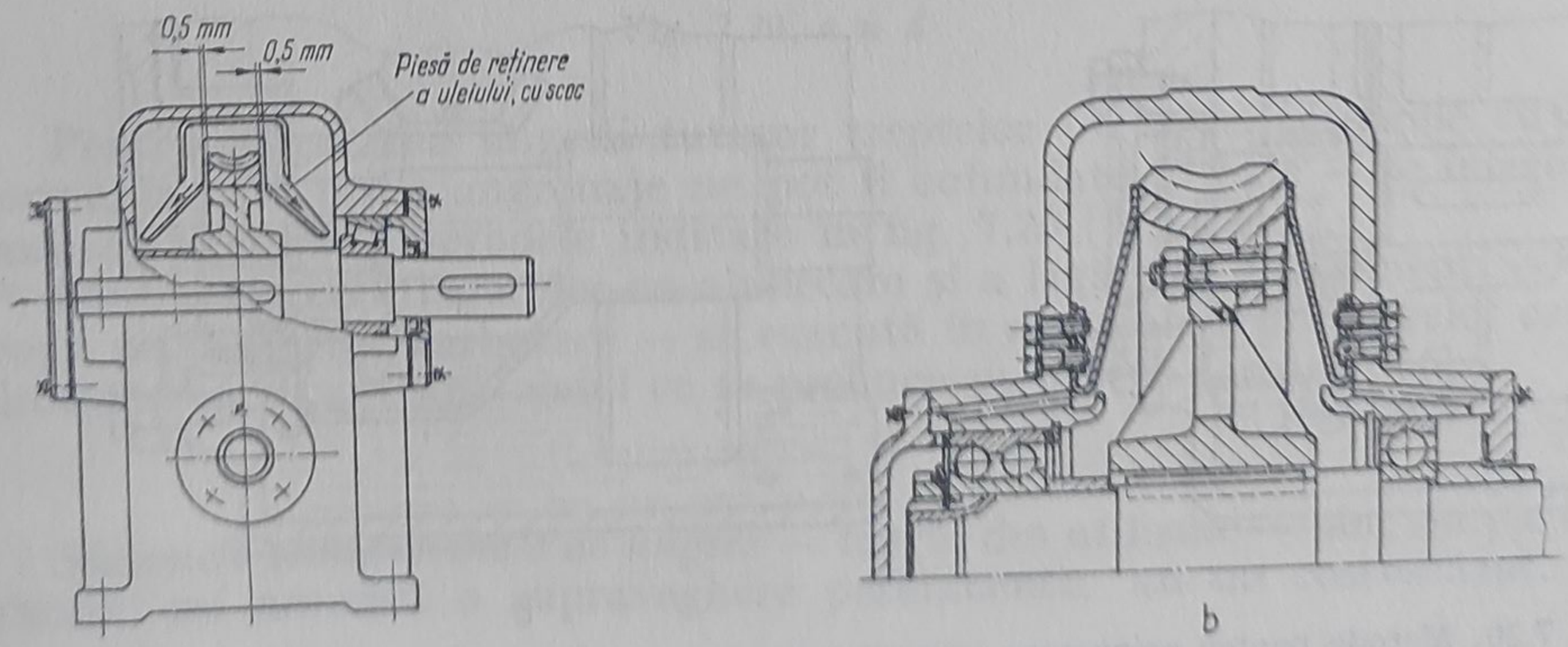
Fig. 7.15. Utilizarea ungerii cu inel la lagărele cu rulmenți.



a

b

Fig. 7.17. Utilizarea ungerii cu disc la lagărele cu alunecare.



a

b

Fig. 7.18. Utilizarea ungerii cu disc — roată melcată la rulmenții reductoarelor.

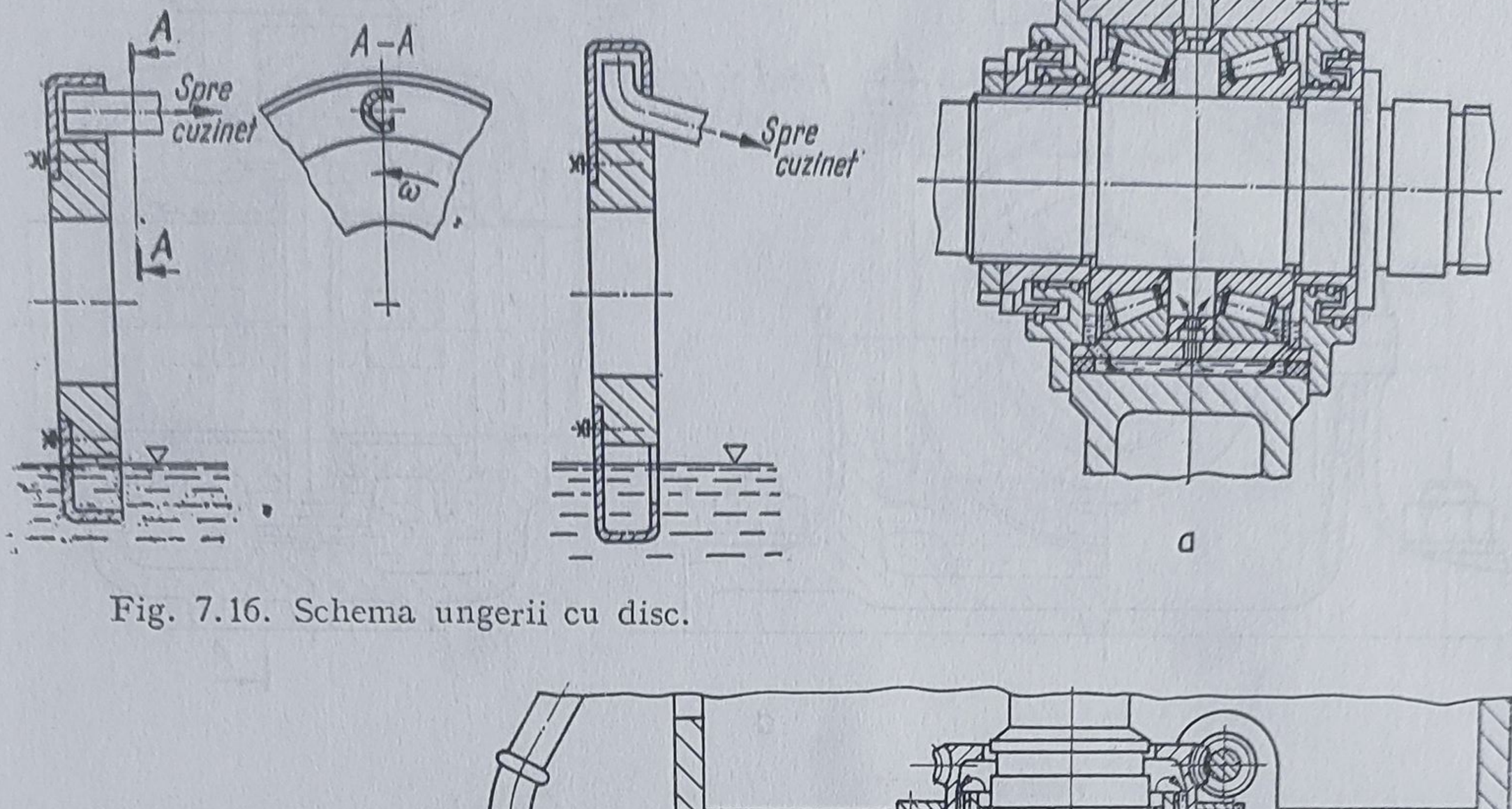


Fig. 7.16. Schema ungerii cu disc.

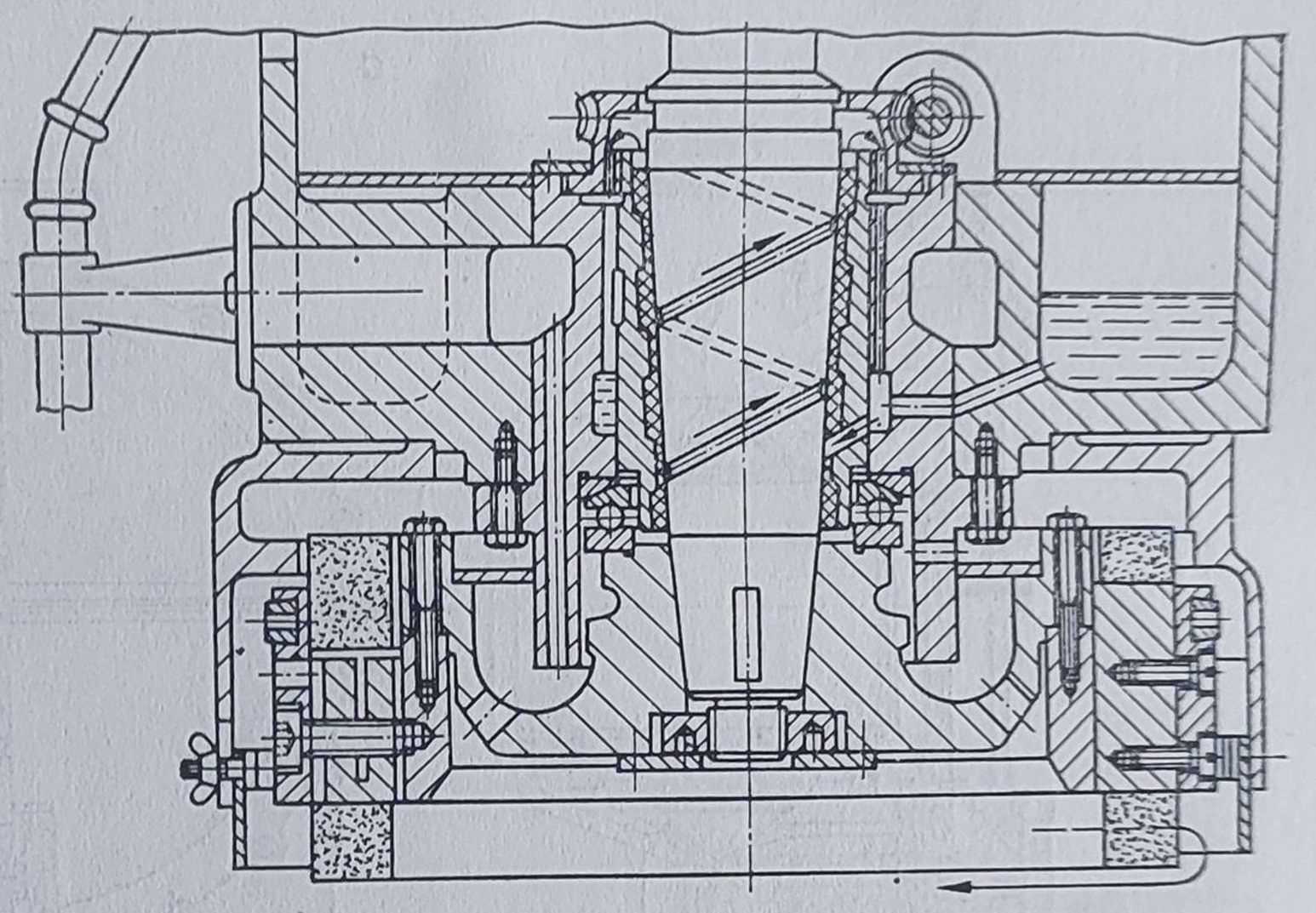


Fig. 7.19. Ungerea prin centrifugare a lagărelor:
a — prin intermediul rolelor conice; *b* — prin intermediul capătului conic al arborelui, cu canal elicoidal.

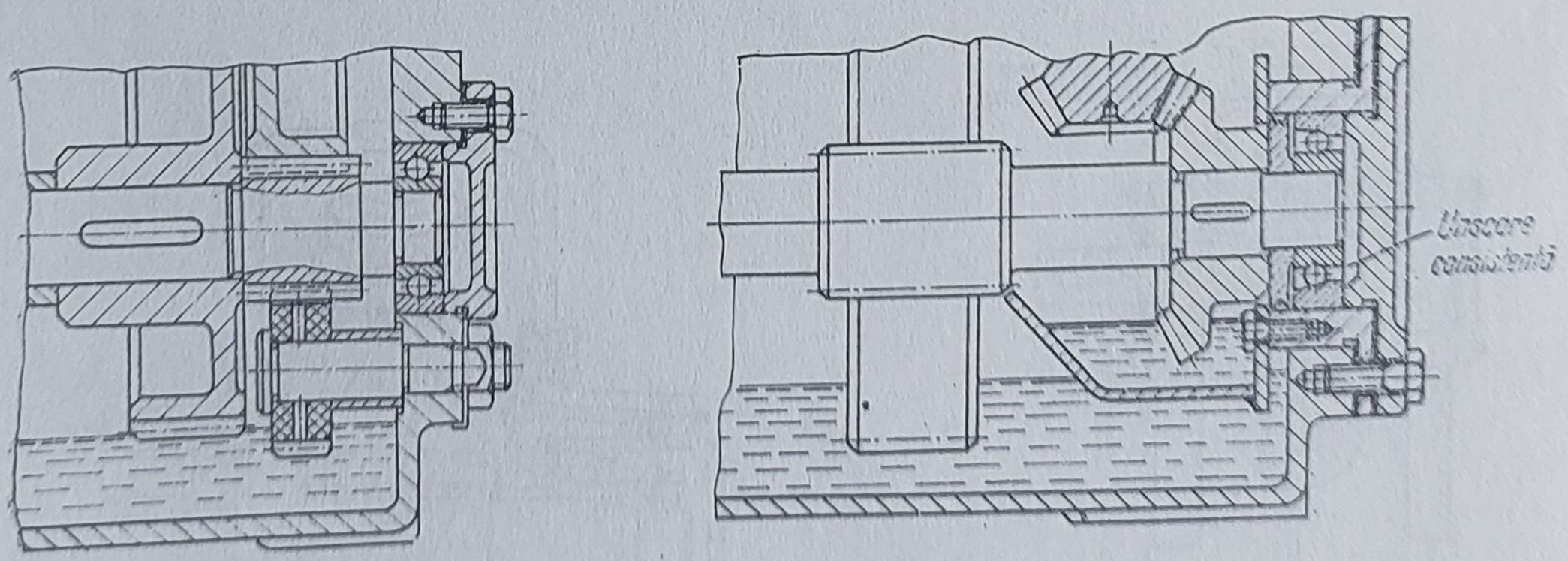
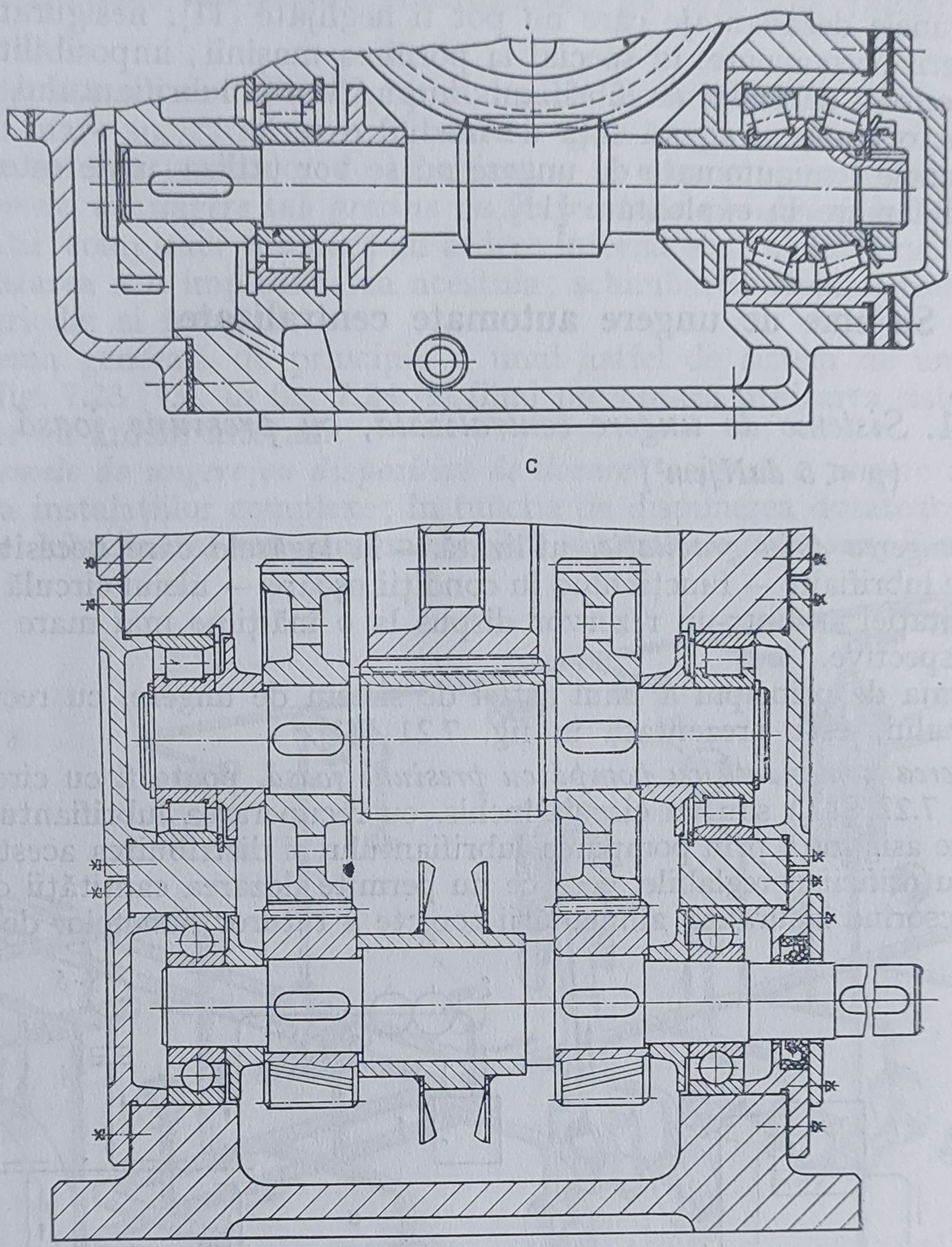


Fig. 7.20. Metode pentru asigurarea ungerii tuturor treptelor, la reductoarele cu baie proprie:
a — cu roată suplimentară; *b* — cu baie suplimentară; *c*, *d* — cu disc de aruncare cu palete.



c

d

Fig. 7.20, *c* și *d*

Pentru asigurarea ungerii tuturor treptelor — la reductoarele cu baie proprie, la care unele angrenaje nu pot fi cufundate în baie — se întrebuințează, de exemplu, metodele indicate în fig. 7.20 [7, 17 etc.].

Pentru ungerea lagărelor cu alunecare și a lagărelor cu rulmenți — prin stropii produși prin barbotare — se execută în carcasele reductoarelor canale colectoare care captează uleiul ce se prelinge pe pereții carcasei [16].

* * *

Sistemele semiautomate de ungere — foarte des utilizate — sînt simple constructiv, nu necesită o supraveghere permanentă, au un cost scăzut, dar

prezintă unele dezavantaje care nu pot fi neglijate [11]: nesiguranța asigurării ungerii permanente, în special la pornirea mașinii; imposibilitatea unei dozări precise a debitului de lubrifiant; impurificarea lubrifiantului, deoarece nu permit o etanșare sigură față de mediul exterior.

Sistemele semiautomate de ungere nu se vor utiliza unde este necesară o siguranță mare în exploatare [11].

7.2. Sisteme de ungere automate centralizate

7.2.1. *Sisteme de ungere centralizată, cu presiune joasă* ($p < 5\ daN/cm^2$)

La *ungerea prin gravitație*, utilizată — la lagărele care necesită debite reduse de lubrifiant — funcționînd în condiții ușoare — uleiul circulă — datorită gravitației — dintr-un rezervor dispus la o înălțime mai mare decît lagărele respective.

Schema de principiu a unui astfel de sistem de ungere, cu recuperarea lubrifiantului, este prezentată în fig. 7.21 [11].

Ungerea comandată cu pompă cu presiune joasă, poate fi cu circuit deschis (fig. 7.22 [11]) sau cu circuit închis, cu recuperarea lubrifiantului. Ungerea este asigurată prin pomparea lubrifiantului și distribuirea acestuia prin supape cu orificii nereglabile, ceea ce nu permite dozarea cantității de lubrifiant, micșorînd siguranța alimentării corecte a tuturor punctelor de ungere.

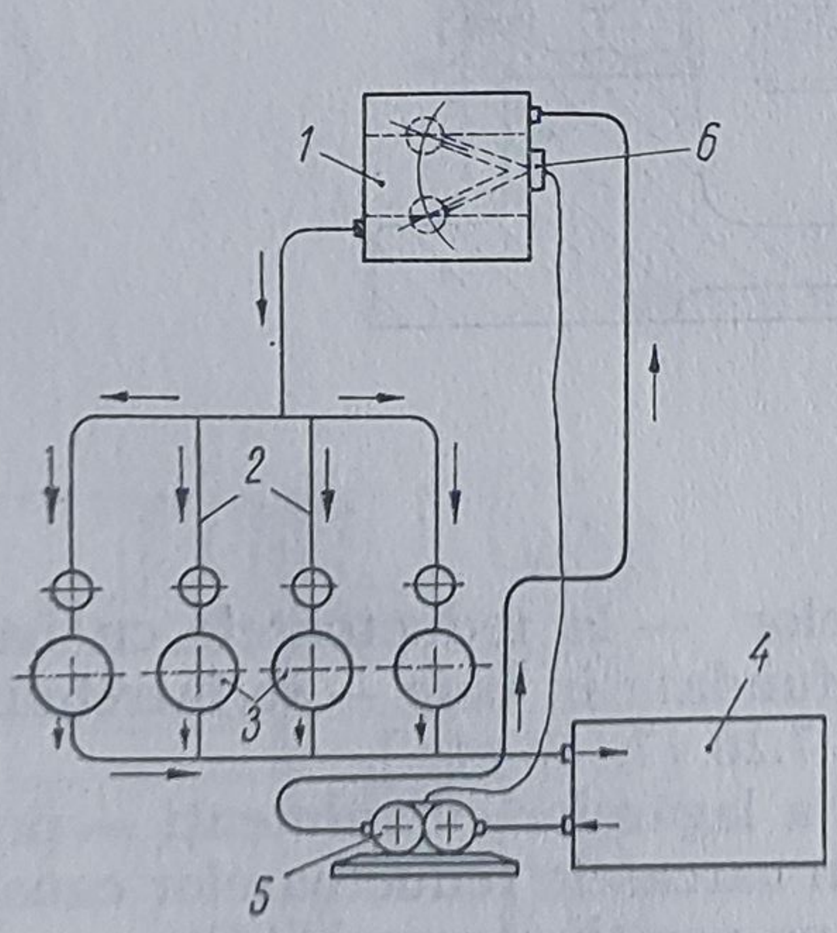


Fig. 7.21. Schema sistemului centralizat de ungere, prin gravitație:

1 — rezervor de ulei; *2* — conducte de alimentare; *3* — puncte de ungere; *4* — rezervor de recuperare a uleiului; *5* — pompă de recirculare; *6* — sistemul de comandă al pompei.

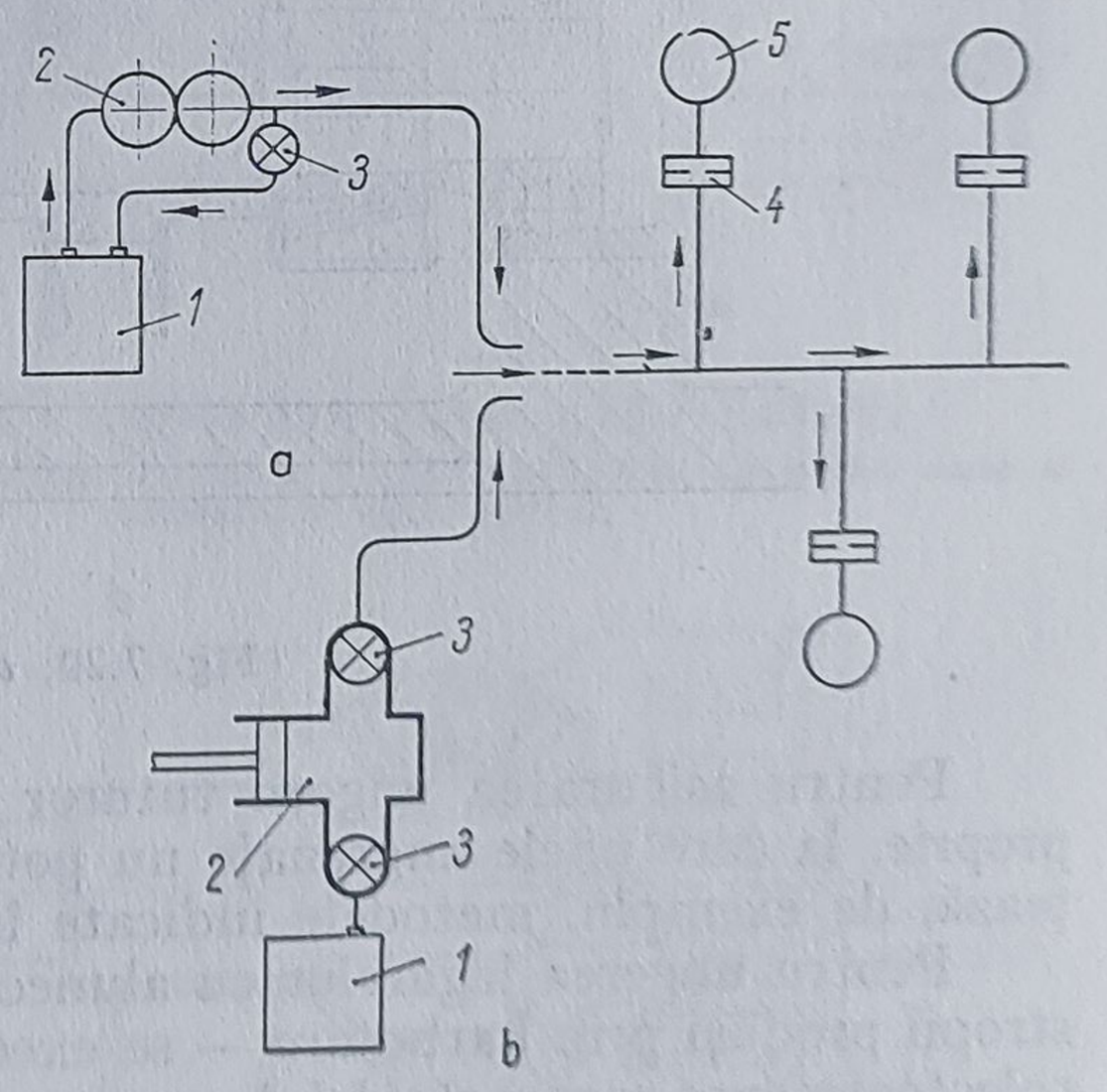


Fig. 7.22. Schema sistemului de ungere centralizată comandată mecanic, cu pompă de presiune joasă:

a — cu roți dințate; *b* — cu piston, cu debit variabil; *1* — rezervor de ulei; *2* — pompă; *3* — supape; *4* — supape cu orificii nereglabile; *5* — puncte de ungere.

7.2.2. *Sisteme de ungere centralizată, cu presiune înaltă*

Aceste sisteme se utilizează tot mai mult în construcția de mașini, prezentînd o mare siguranță în exploatare — prin asigurarea ungerii corespunzătoare a tuturor punctelor de lubrifiant — și economie de lubrifiant.

Sistemele de ungere sub presine cu recirculația uleiului se întrebuințează la instalații complexe, motoare cu ardere internă etc., uleiul fiind recirculat pînă la uzarea sau impurificarea acestuia; schimbarea uleiului trebuie efectuată periodic și integral.

Schema generală de principiu a unui astfel de sistem de ungere este dată în fig. 7.23 [13], în fig. 7.24 [9] fiind prezentată utilizarea sistemului la un motor cu ardere internă.

*Sistemele de ungere cu dispozitive de dozare** asigură o ungere corespunzătoare a instalațiilor complexe; în funcție de dispunerea dozatoarelor, acționate de lubrifiantul sub presiune, există sisteme cu *linie simplă* sau *dublă*,

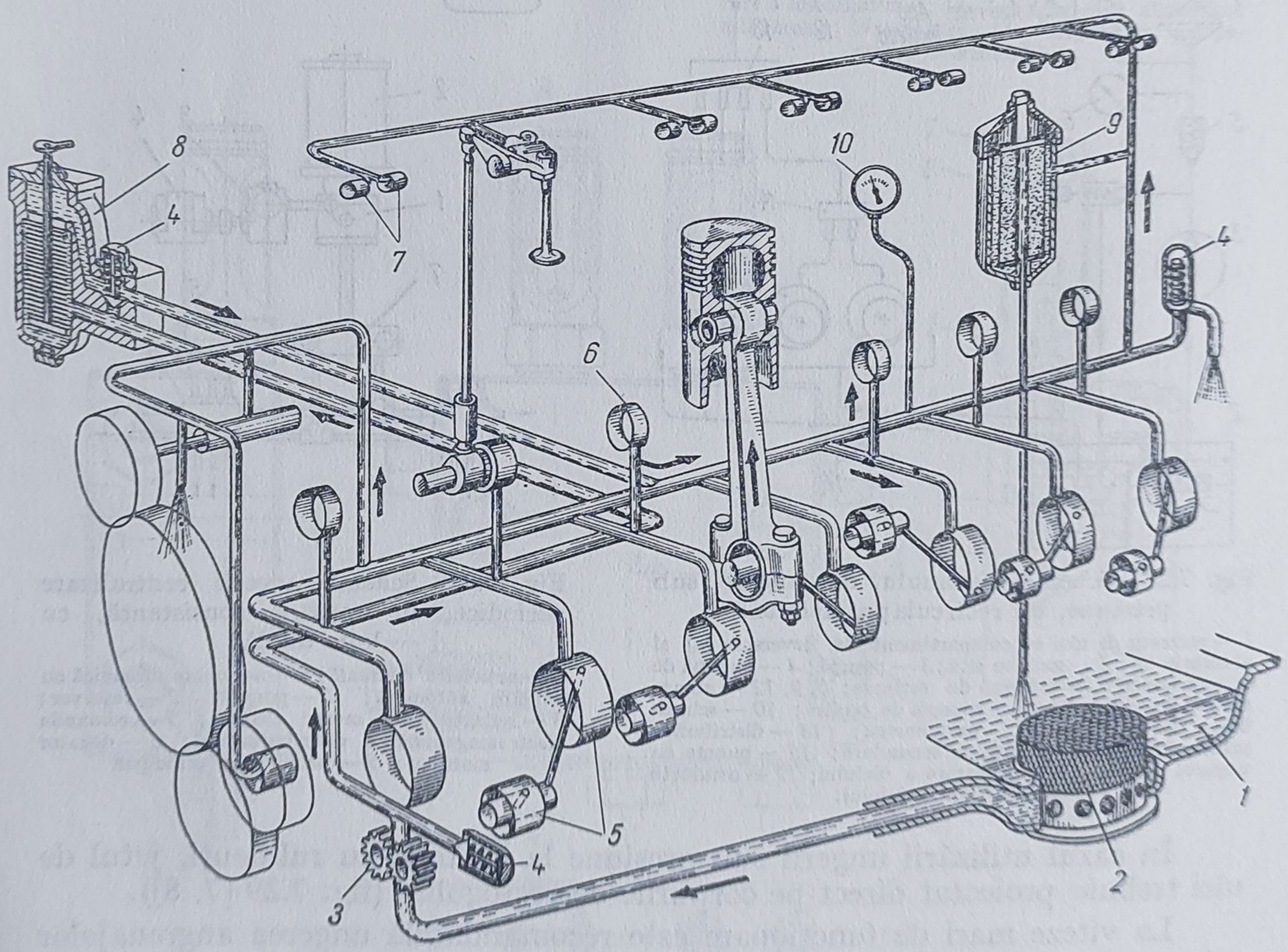


Fig. 7.24. Schema sistemului de ungere sub presiune, cu recirculația uleiului, utilizat la un motor cu ardere internă

1 — baia de ulei; *2* — sorb; *3* — pompă cu roți dințate; *4* — supape de suprapresiune; *5* — lagărele arborelui cotit; *6* — lagărele arborelui cu came; *7* — lagărele axului cu culbutori; *8* — filtru brut; *9* — filtru fin; *10* — manometru.

---

* Dozatoare.

cu dozatoarele montate în serie sau paralel, cu debit reversibil sau ireversibil (fig. 7.25 [18], 7.26 [10, 18] și 7.27 [10, 11, 18]).

Dozatoarele multiple se folosesc pentru evitarea pericolului de gripare [10]; un asemenea dozator, utilizat la sistemele de ungere cu unsoare consistentă, cu $p \leqslant 100$ daN/cm^2, este prezentat în fig. 7.28 [18].

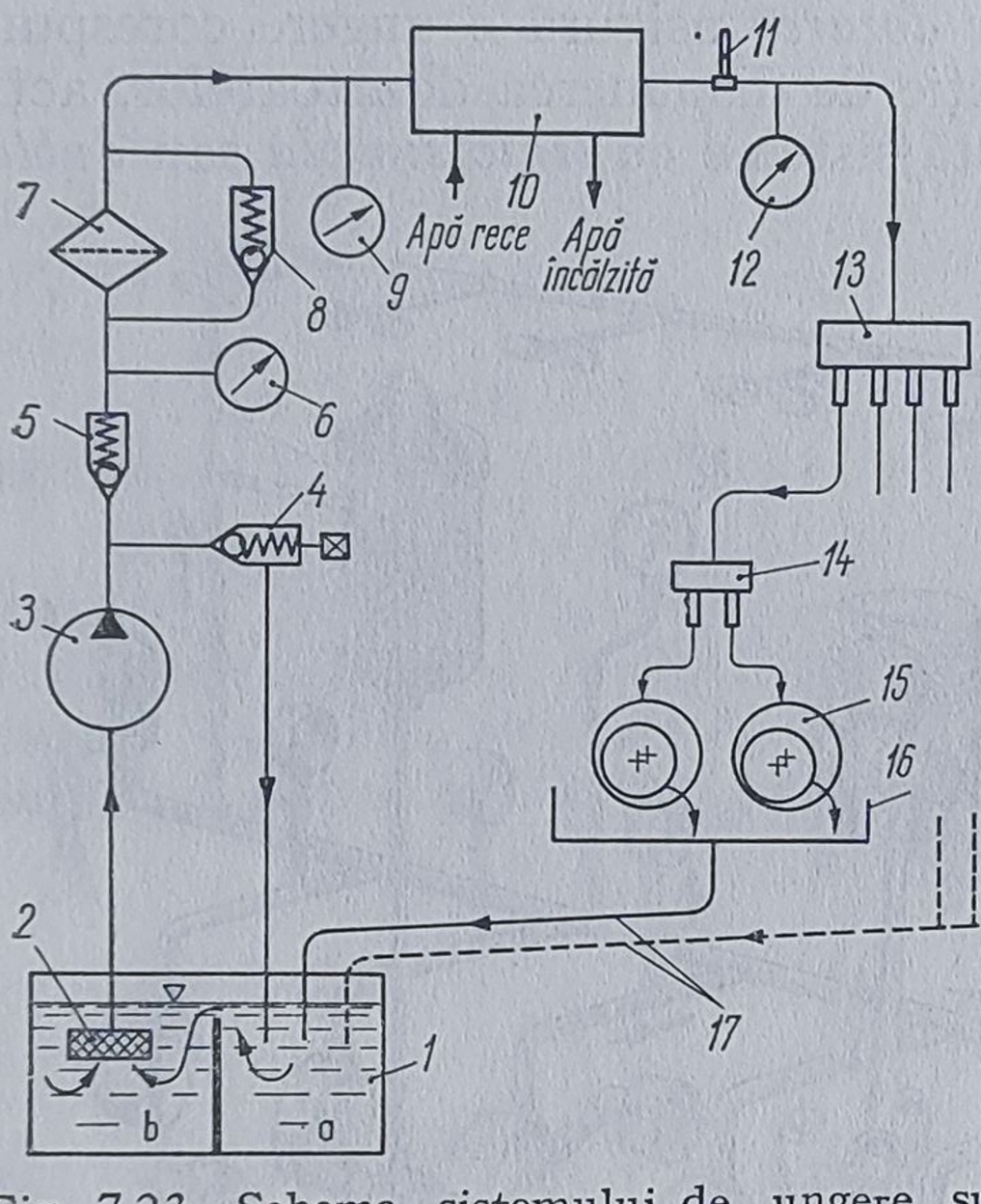


Fig. 7.23. Schema sistemului de ungere sub presiune, cu recirculația uleiului:

1 — rezervor de ulei cu compartiment de deversare (*a*) și absorbție (*b*); *2* — sorb cu sită; *3* — pompă; *4* — supapă de suprapresiune; *5* — supapă de reținere; *6, 9, 12* — manometre; *7* — filtru fin; *8* — supapă de ocolire; *10* — schimbător de căldură; *11* — termometru; *13* — distribuitor principal; *14* — distribuitoare secundare; *15* — puncte de ungere; *16* — cuvă de colectare a uleiului; *17* — conducte de scurgere a uleiului.

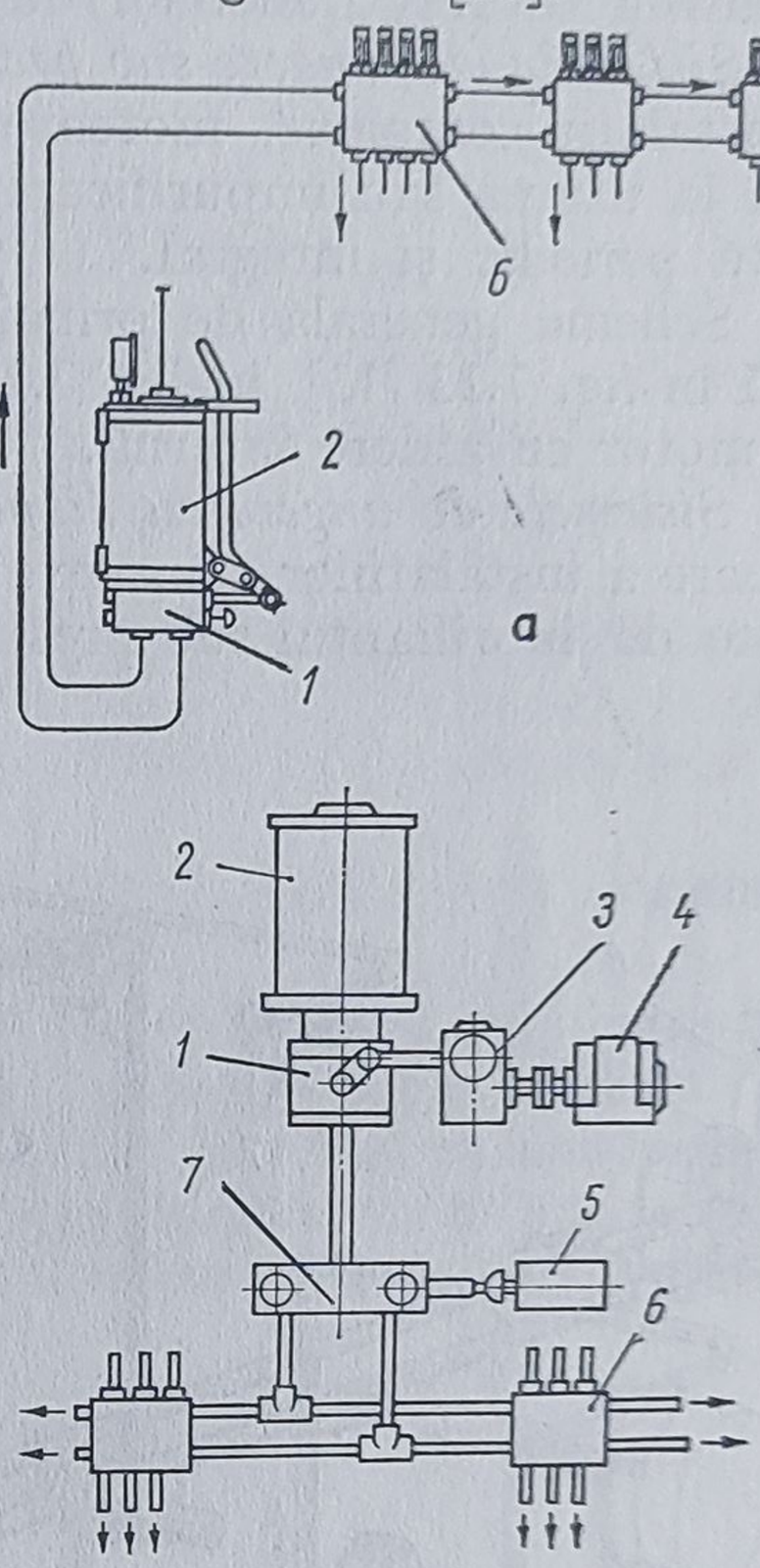


Fig. 7.25. Schema ungerii centralizate periodice, cu unsoare consistentă, cu linie dublă:

a — acționare manuală; *b* — acționare mecanică cu cuplare automată; *1* — pompă; *2* — rezervor; *3* — reductor; *4* — motor electric; *5* — comanda electromagnetică a distribuitorului; *6* — dozator multiplu; *7* — distribuitor principal.

În cazul utilizării ungerii sub presiune la lagărele cu rulmenți, jetul de ulei trebuie proiectat direct pe corpurile de rostogolire (fig. 7.29 [7, 8]).

La viteze mari de funcționare este recomandabilă ungerea angrenajelor sub presiune, uleiul fiind pulverizat direct pe dinții aflați în contact la $v \leqslant 20$ m/s (fig. 7.30, *a*), sau înainte de intrarea în angrenare* la $v > 20$ m/s (fig. 7.30, *b*) pentru angrenajele cu dinți drepți și $v \geqslant 50$ m/s pentru angrenajele cu dinți înclinați [5, 16, 17].

* Pentru evitarea șocului hidraulic.

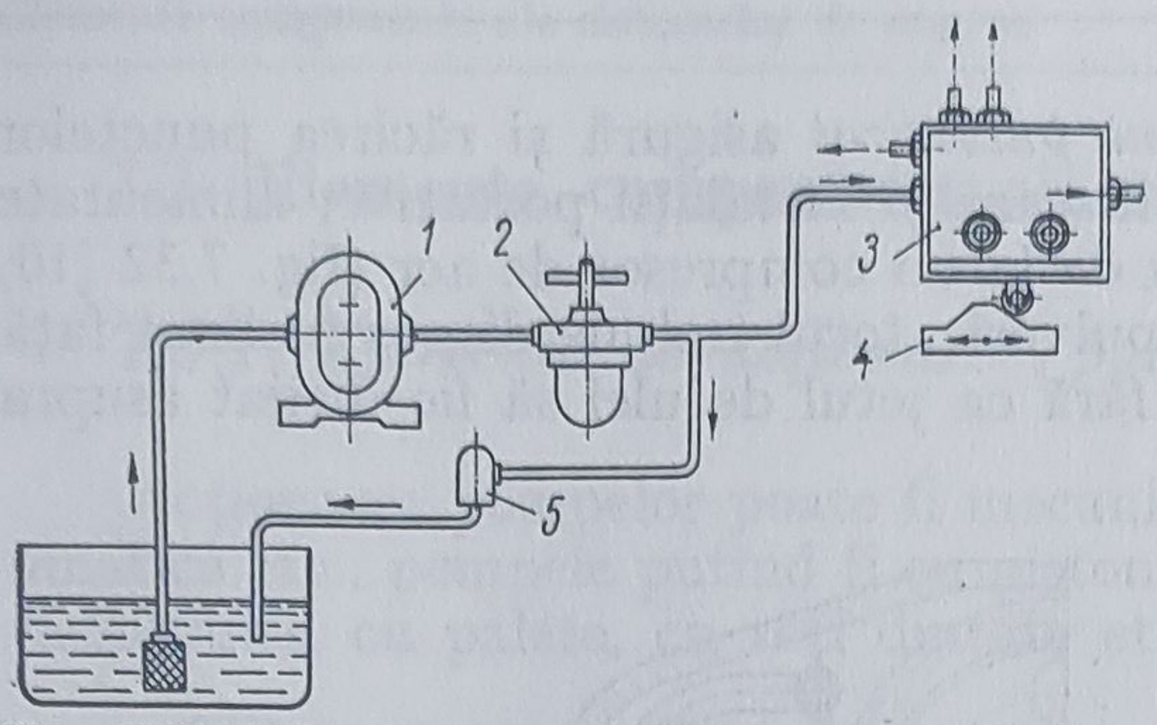


Fig. 7.26. Schema ungerii automate, periodice, cu linie simplă:

1 — pompă cu roţi dinţate; *2* — filtru; *3* — distribuitor; *4* — camă de acţionare a distribuitorului; *5* — supapă.

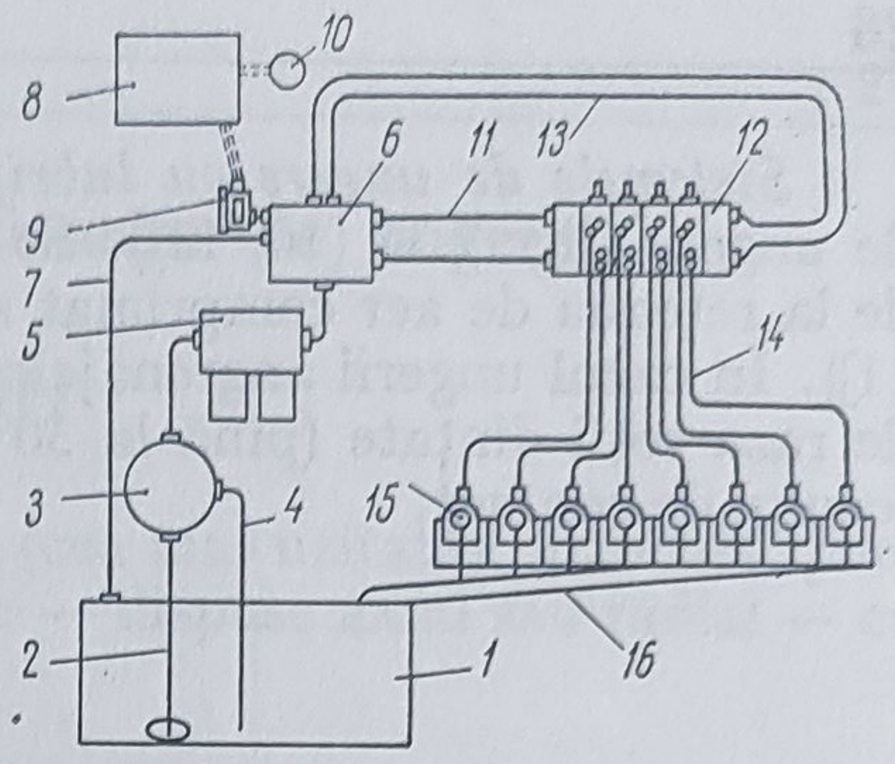


Fig. 7.27. Schema sistemului centralizat cu linie dublă:

1 — rezervor de lubrifiant; *2* — conductă de aspiraţie prevăzută cu sorb; *3* — pompă; *4* — conductă de ocolire; *5* — filtru de presiune înaltă; *6* — distribuitor automat; *7* — conductă de evacuare; *8* — releu de timp; *9* — comutatorul distribuitorului; *10* — sistem de semnalizare la întreruperea funcţionării; *11* — conductă dublă de alimentare; *12* — dozator multiplu; *13* — conducte de întoarcere a lubrifiantului; *14* — conducte de alimentare a lagărelor; *15* — lagăre; *16* — sistem de recuperare a lubrifiantului.

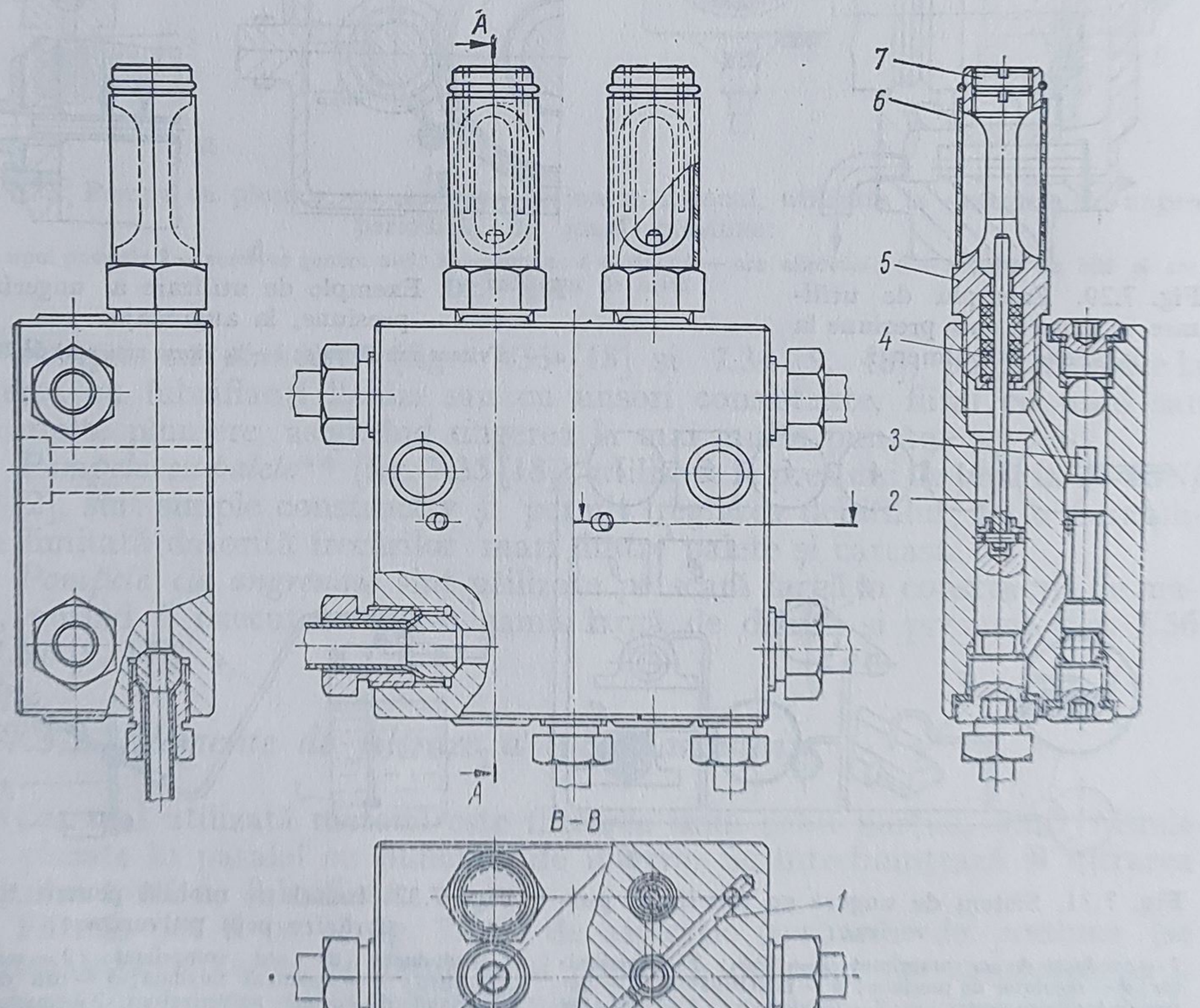


Fig. 7.28. Dozator reglabil, cu linie dublă de ungere periodică:

1 — canal principal; *2* — piston cu cursă reglabilă; *3* — sertăraş; *4* — dispozitiv de etanşare; *5* — indicatorul cursei pistonului; *6* — carcasă de protecţie; *7* — sistemul de reglare a cursei pistonului.

Sistemele de ungere cu lubrifiant pulverizat asigură și răcirea punctelor de ungere (fig. 7.31 [10, 11]). Se utilizează și instalații portative, alimentate de la rețeaua de aer comprimat sau de la un compresor de aer (fig. 7.32 [10, 11]). În cazul ungerii angrenajelor, pulverizatorul trebuie dispus înclinat față de raza roții dințate (pînă la 30°), fără ca jetul de ulei să fie dirijat asupra locului de contact.

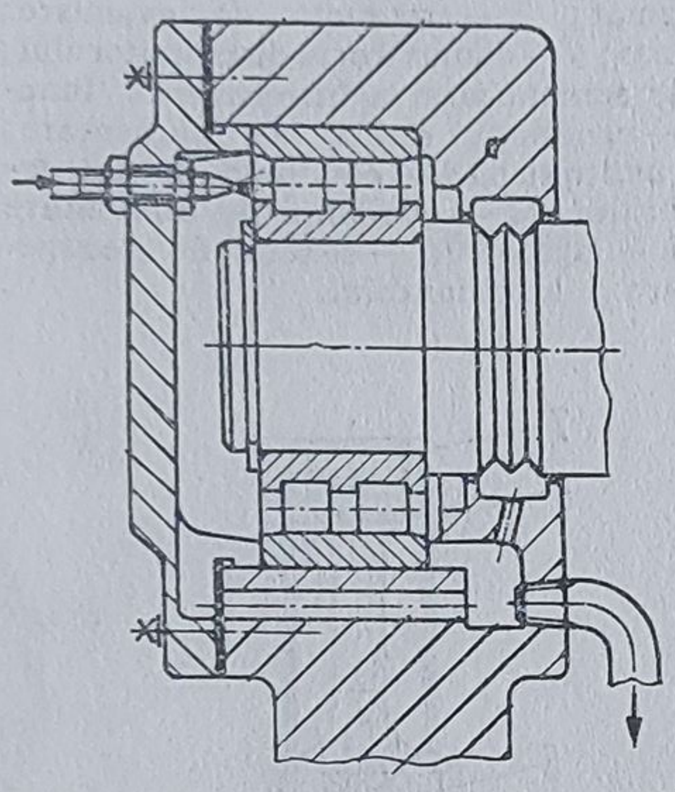


Fig. 7.29. Exemplu de utilizare a ungerii sub presiune la lagărele cu rulmenți.

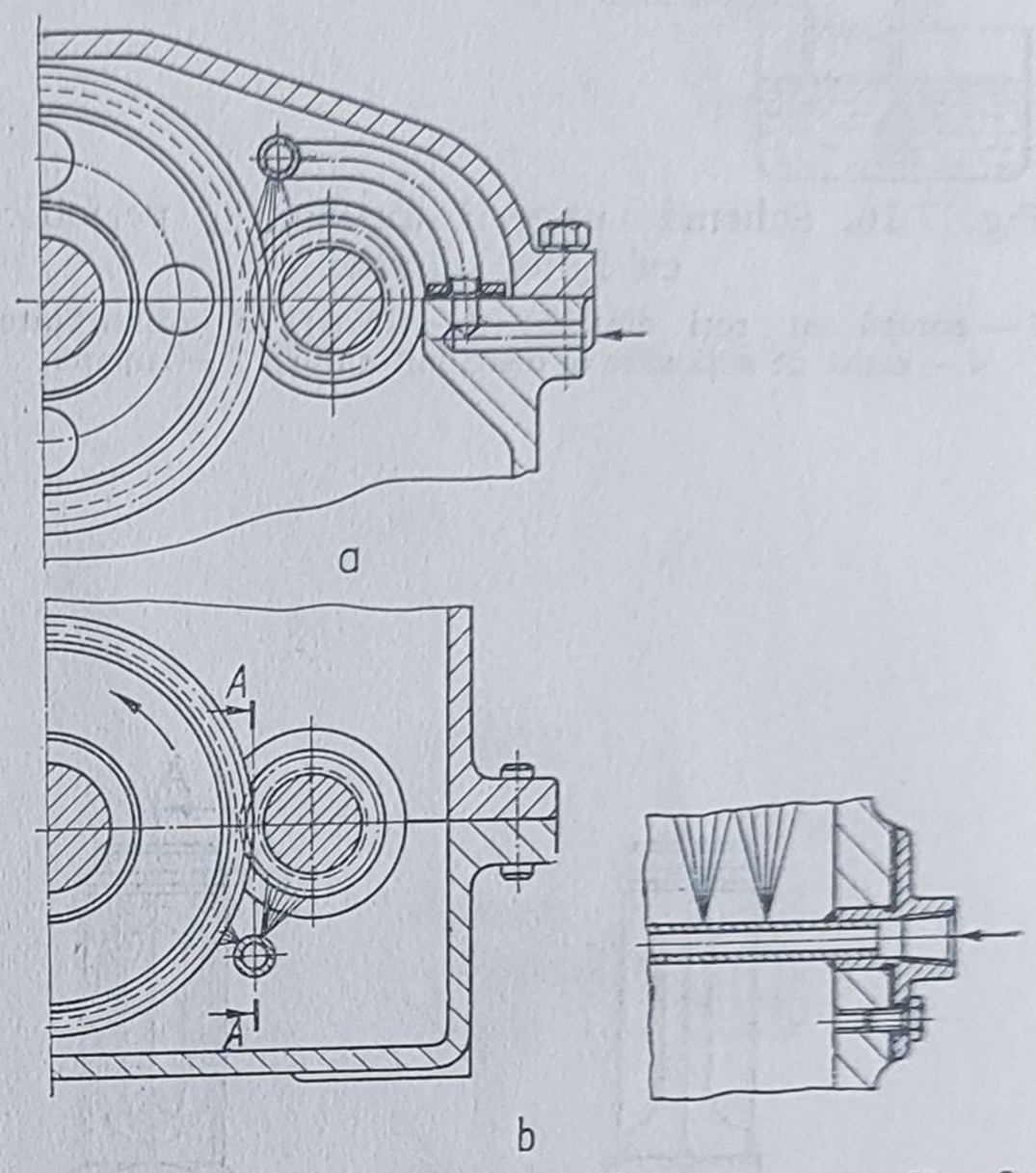


Fig. 7.30. Exemple de utilizare a ungerii sub presiune, la angrenaje:
a — la viteze sub 20 m/s; *b* — la viteze mai mari de 20 m/s.

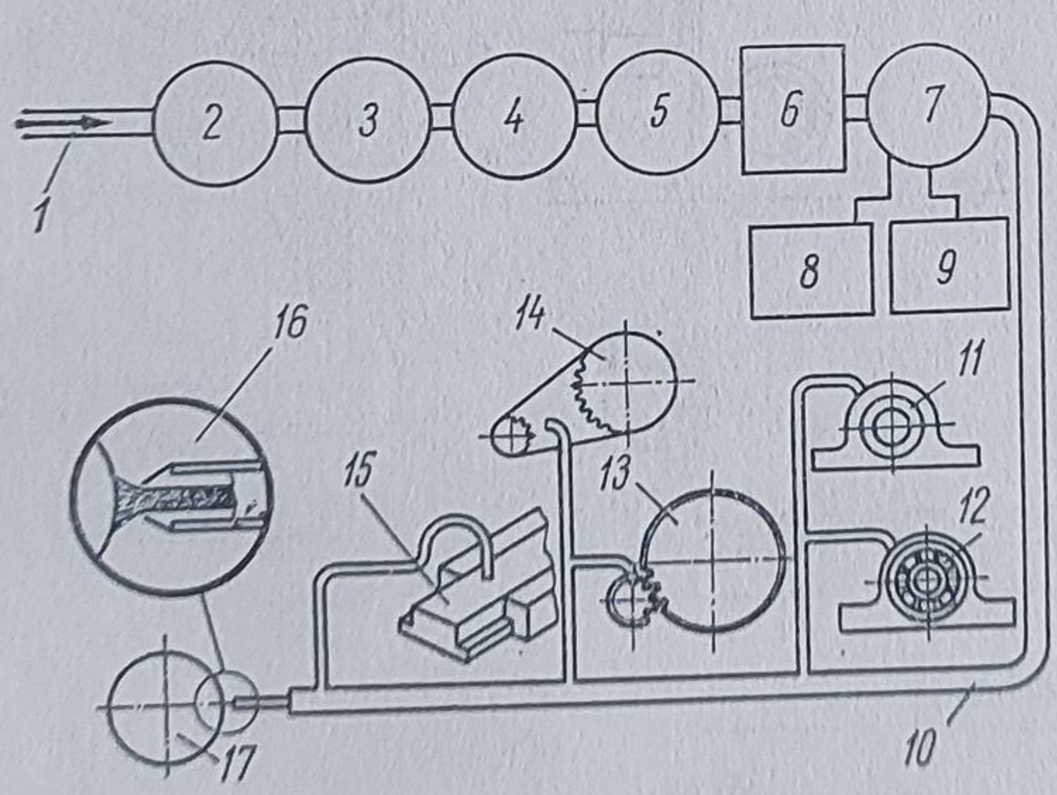


Fig. 7.31. Sistem de ungere cu lubrifiant pulverizat:
1 — conductă de aer comprimat; *2* — filtru; *3* — distribuitor; *4* — regulator de presiune; *5* — întrerupător; *6* — sistem de încălzire pentru aer; *7* — pulverizator; *8* — indicator de nivel; *9* — termostat pentru rezervor; *10* — conductă pentru amestecul lubrifiant aer; *11, 12, 13, 14, 15* și *17* — puncte de ungere; *16* — dispozitiv distribuitor — condensator.

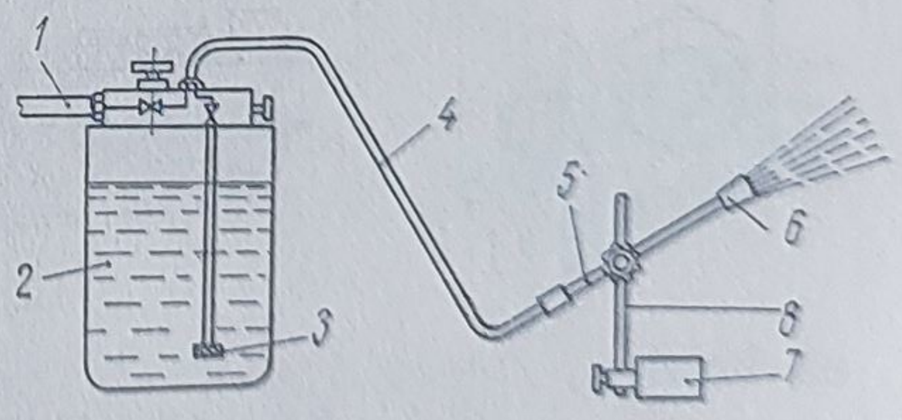


Fig. 7.32. Instalație mobilă pentru ungere și răcire prin pulverizare:
1 — conductă de aer comprimat; *2* — rezervor; *3* — filtru; *4* — conductă flexibilă; *5* — tub de oțel inoxidabil; *6* — capul pulverizator; *7* — magnet de fixare; *8* — stativ reglabil.

7.3. Elemente componente ale sistemelor de ungere

7.3.1. *Elemente de acţionare (pompe)*

Acţionarea pompelor poate fi mecanică (cea mai uzitată), manuală, pneumatică etc., pompele putînd fi cu pistonaşe — dispuse axial sau radial — cu membrană, cu palete, cu roţi dinţate etc.

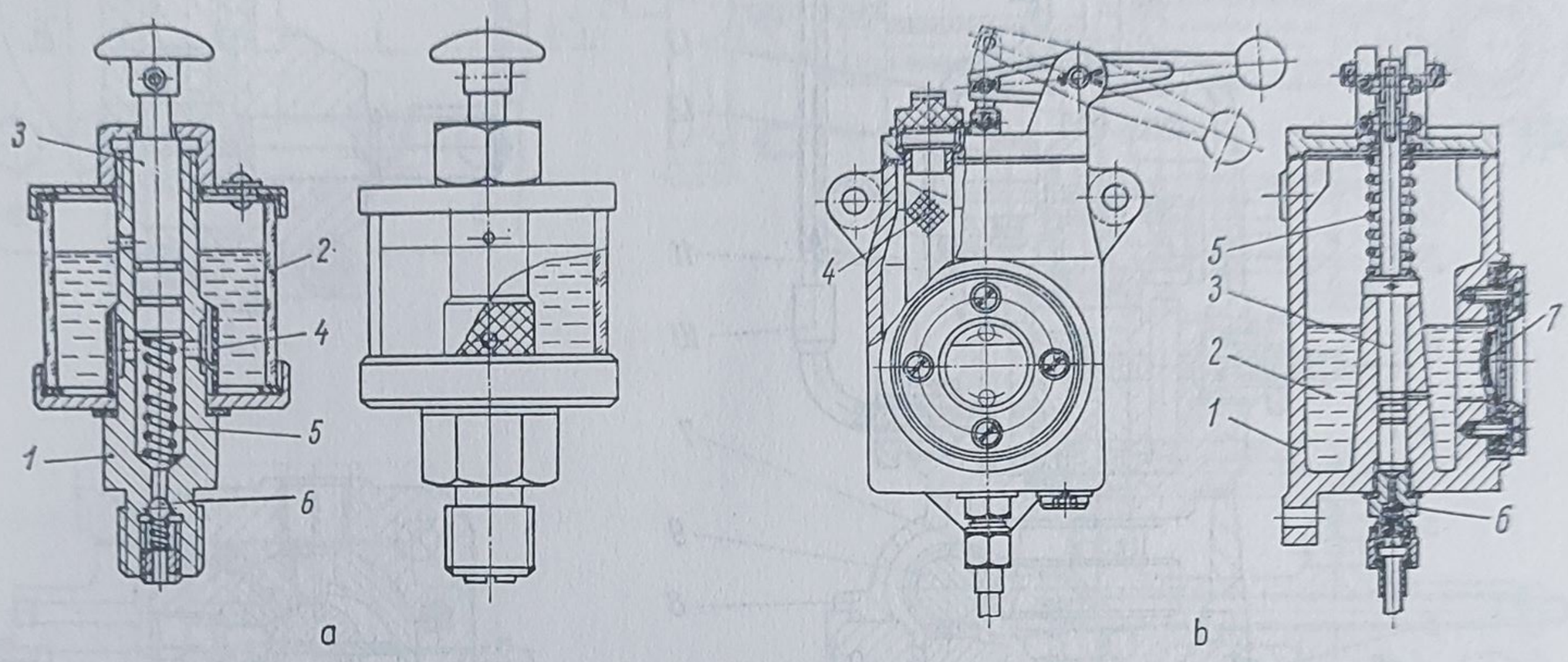


Fig. 7.33. Pompe cu plunjer, cu rezervor, acţionate manual, utilizate la sistemele de ungere periodică, de joasă presiune:
1 — corpul pompei; *2* — rezervor pentru ulei; *3* — plunjer; *4* — sită; *5* — arc elicoidal; *6* — supapă cu bilă şi arc; *7* — indicator de nivel.

*Pompele cu plunjere** (fig. 7.33 [18] şi 7.34 [9, 18]) pot fi utilizate la ungerea cu lubrifianţi lichizi sau cu unsori consistente, fiind cu unul sau mai multe plunjere, asigurînd ungerea la mai multe puncte.

*Pompele cu palete*** (fig. 7.35 [18]), utilizate la presiuni de pînă la 25 daN/cm² [2], sînt simple constructiv şi permit reglarea debitului; au o durabilitate limitată datorită frecărilor mari dintre palete şi carcasă.

Pompele cu angrenaje sînt utilizate pe scară largă în construcţia de maşini, putînd fi executate într-o gamă largă de debite şi presiuni (fig. 7.36 şi 7.37 [9, 17])

7.3.2. *Elemente de filtrare a lubrifiantului*

Cea mai utilizată metodă este filtrarea unui debit parţial, cînd filtrele sînt plasate în paralel cu punctele de ungere. Se întrebuinţează şi filtrarea debitului total de lubrifiant.

Filtrele pot fi (v. şi fig. 7.24): de aspiraţie (sorburi), de presiune (se montează pe circuitul de refulare al pompei), de retur (se montează pe o conductă de întoarcere a lubrifiantului în rezervor).

---

* Pistonaşe.
** Cu una sau mai multe palete.

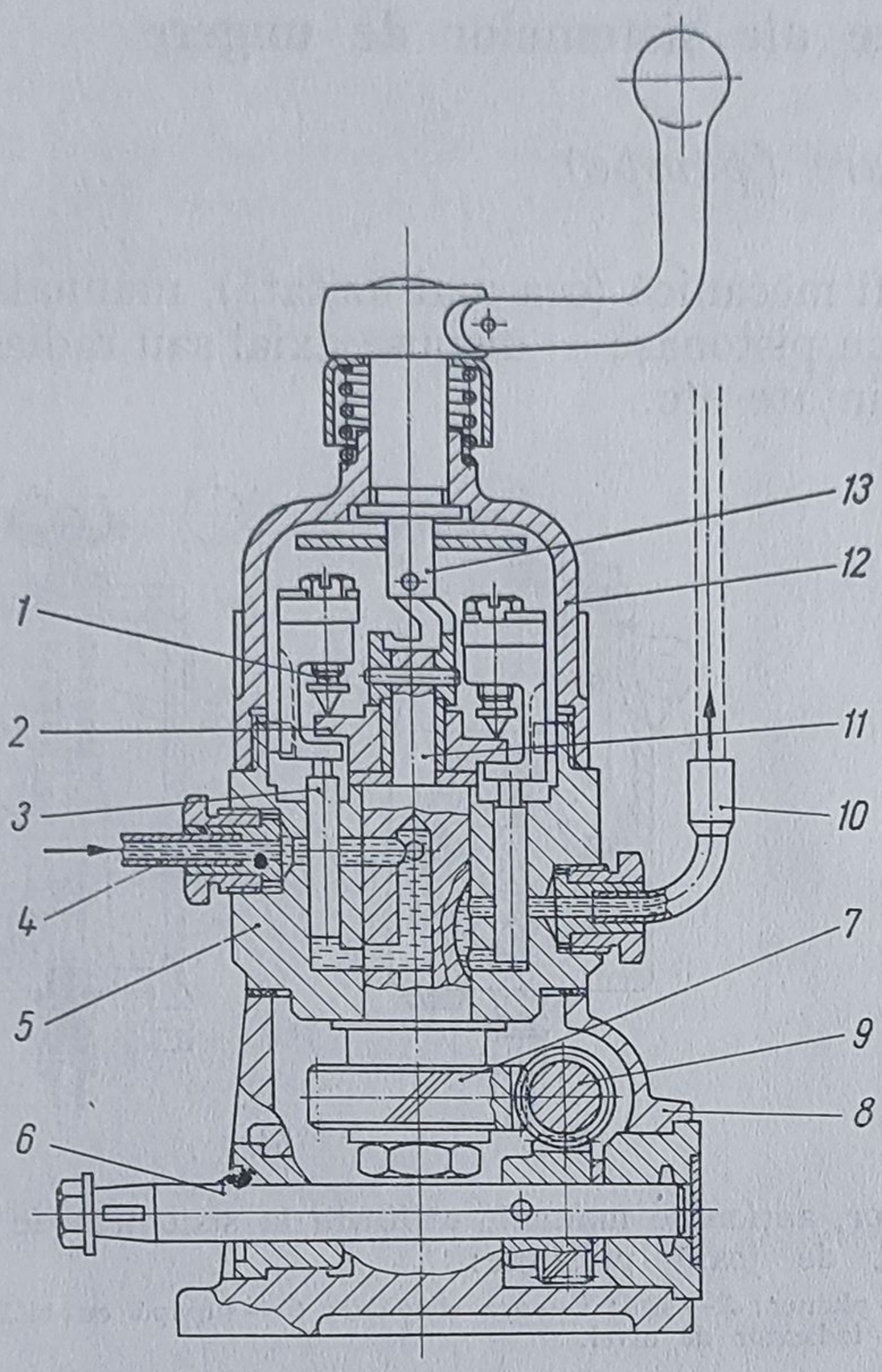
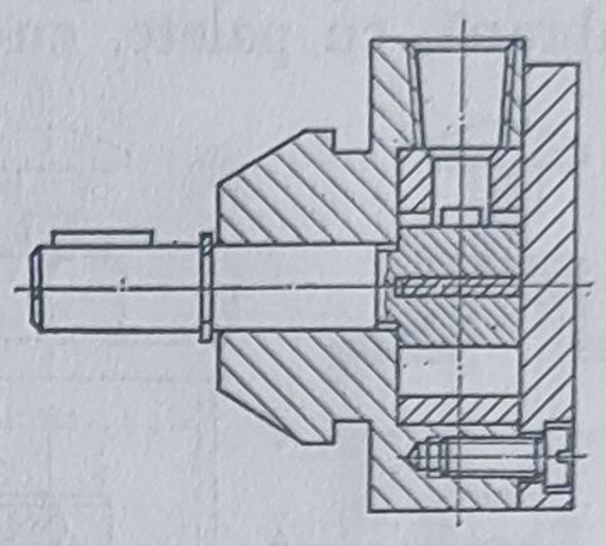


Fig. 7.34. Pompă cu plunjere, dispuse axial, acționată mecanic:

1 — șurub de reglare a debitului; *2* — disc (camă); *3* — plunjer; *4* — conductă de aspirație; *5* — corpul pompei; *6* — arborele de acționare a pompei; *7* — roată dințată; *8* — carcasă; *9* — pinion; *10* — conductă de refulare; *11* — arbore de comandă; *12* — capac; *13* — dispozitiv de amorsare.



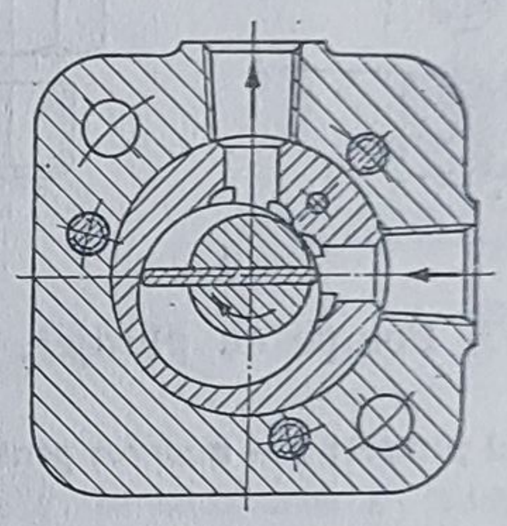
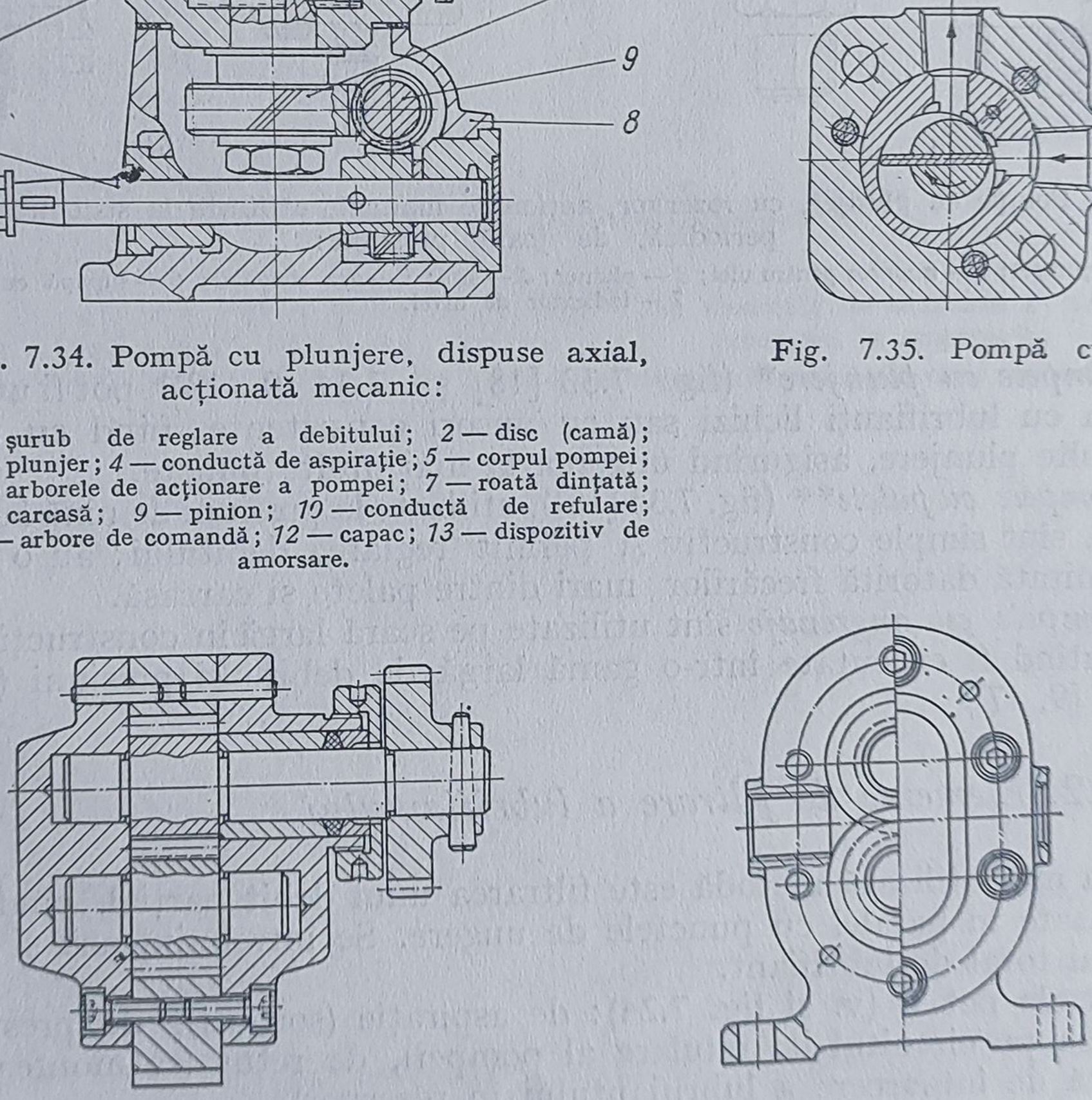
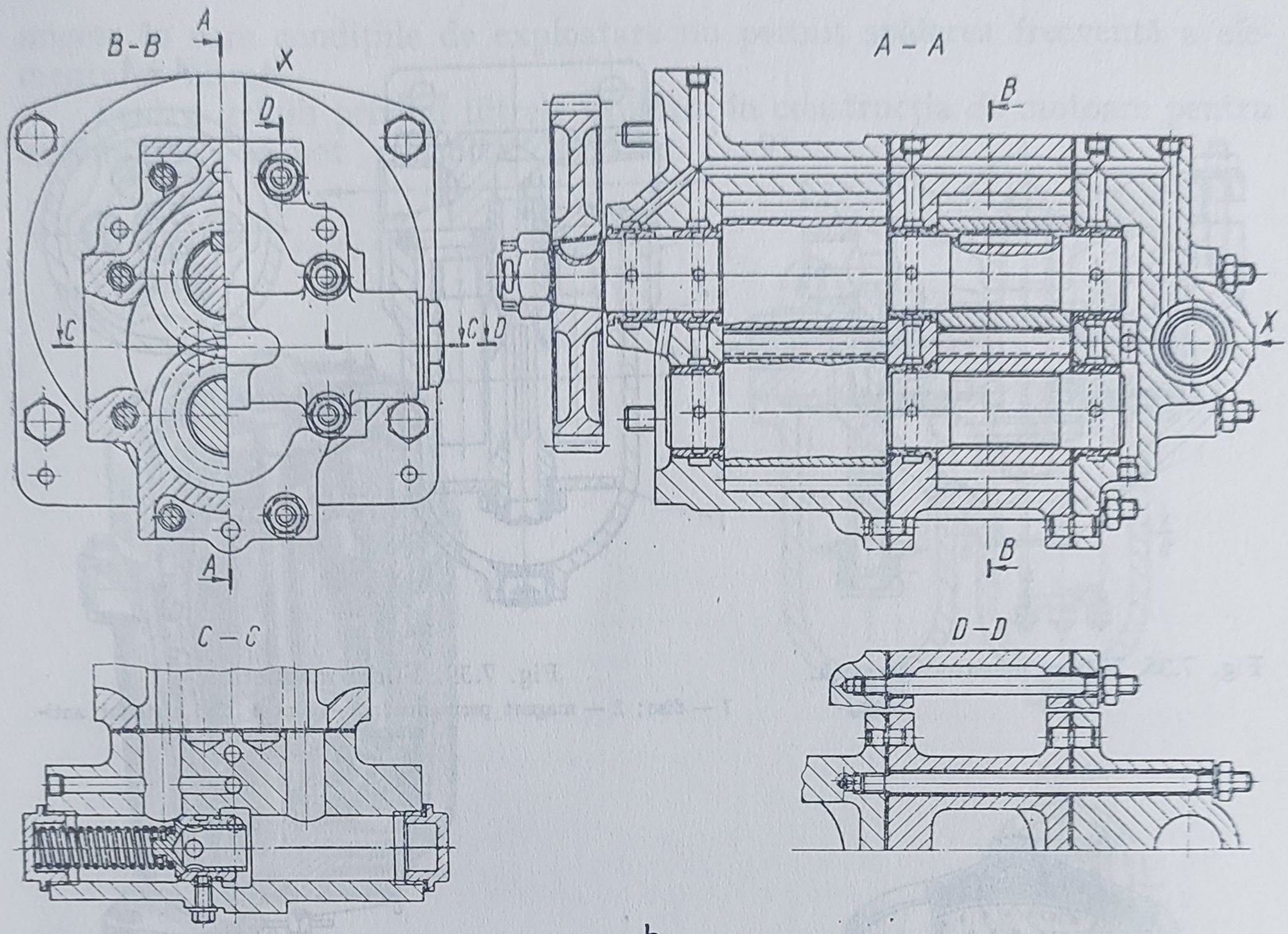


Fig. 7.35. Pompă cu paletă.



a

Fig. 7.36. Două soluții constructive de pompe cu roți dințate:
a — construcție standard; *b* — pompă dublă, pentru alimentare și răcire.



b

Fig. 7.36

În funcție de cartușul filtrant utilizat, se deosebesc [10]: filtre cu reținerea impurităților la suprafață (cu sită, cu discuri, centrifugale, cu hîrtie, cu magnet) și filtre cu reținerea impurităților în adîncime (cu pîslă, cu material sinterizat).

În fig. 7.38—7.43 [1, 2, 8, 9, 11, 12, 17, 18] se prezintă cîteva din cele mai utilizare filtre. *Filtrul cu site* (fig. 7.38) se întrebuințează pentru filtrarea grosieră a uleiului, reținînd particulele mai mari de 200 μm [10], *filtrul magnetic* (fig. 7.39) — cînd se întrevede impurificarea uleiului cu particule metalice. *Filtrele fine* — din hîrtie, pîslă, materiale sinterizate (fig. 7.40 [1, 9]) — rețin particule foarte mici, pînă la 5 μm. *Filtrele centrifugale* (fig. 7. 41 [1, 9]) realizează separarea impurităților mai grele, foarte periculoase pentru lagăre. *Filtrele combinate* (v. fig. 7.42 [18]) se utilizează pentru sistemele de

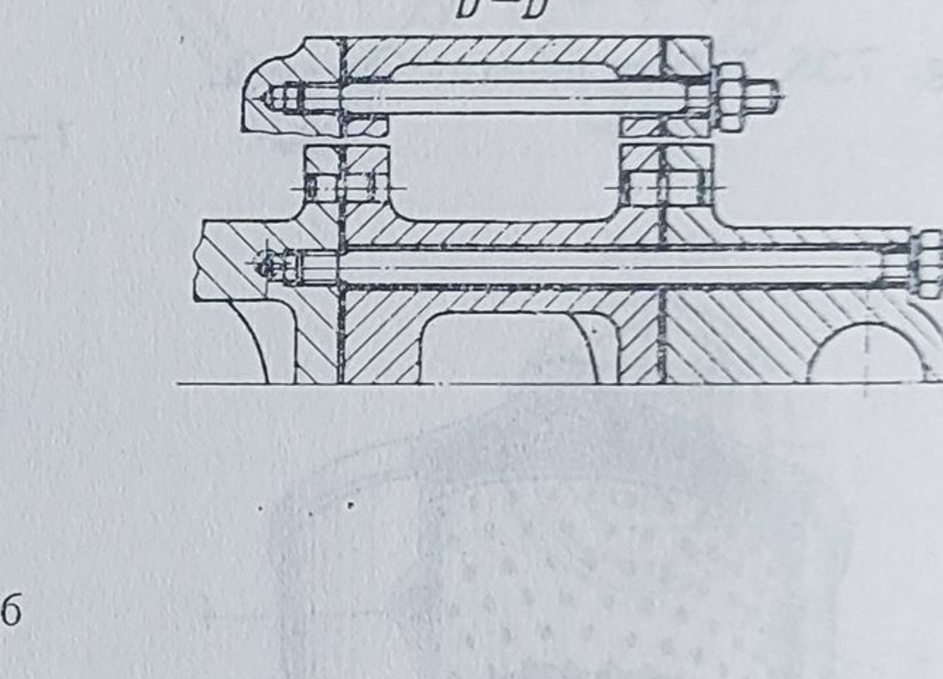


Fig. 7.37. Schema de funcționare a pompelor cu roți dințate în cazul utilizării la mișcare reversibilă:

1 — conductă de aspirație; *2* — conductă de refulare; *3, 4* — supape de admisie; *5, 6* — roțile dințate ale pompei; *7, 8* — supape de presiune (refulare).

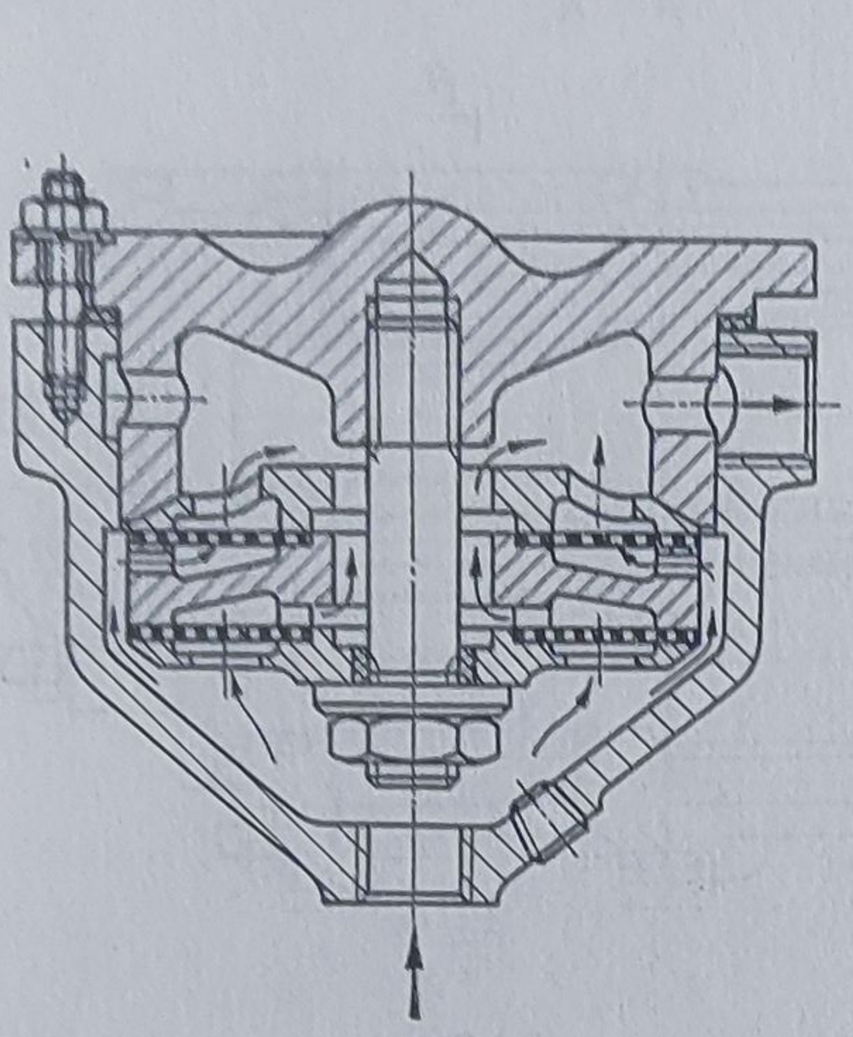


Fig. 7.38. Filtru mecanic cu sită.

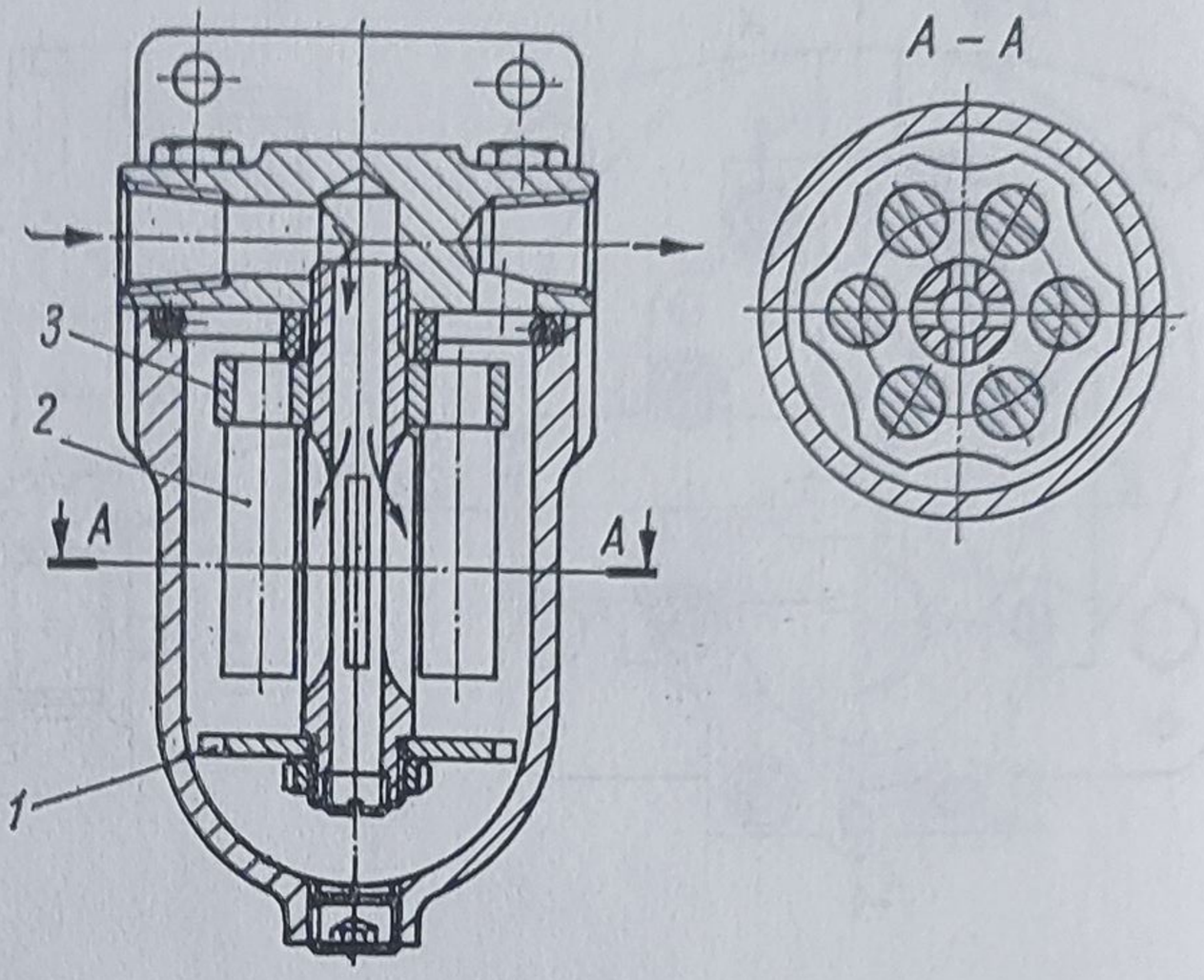
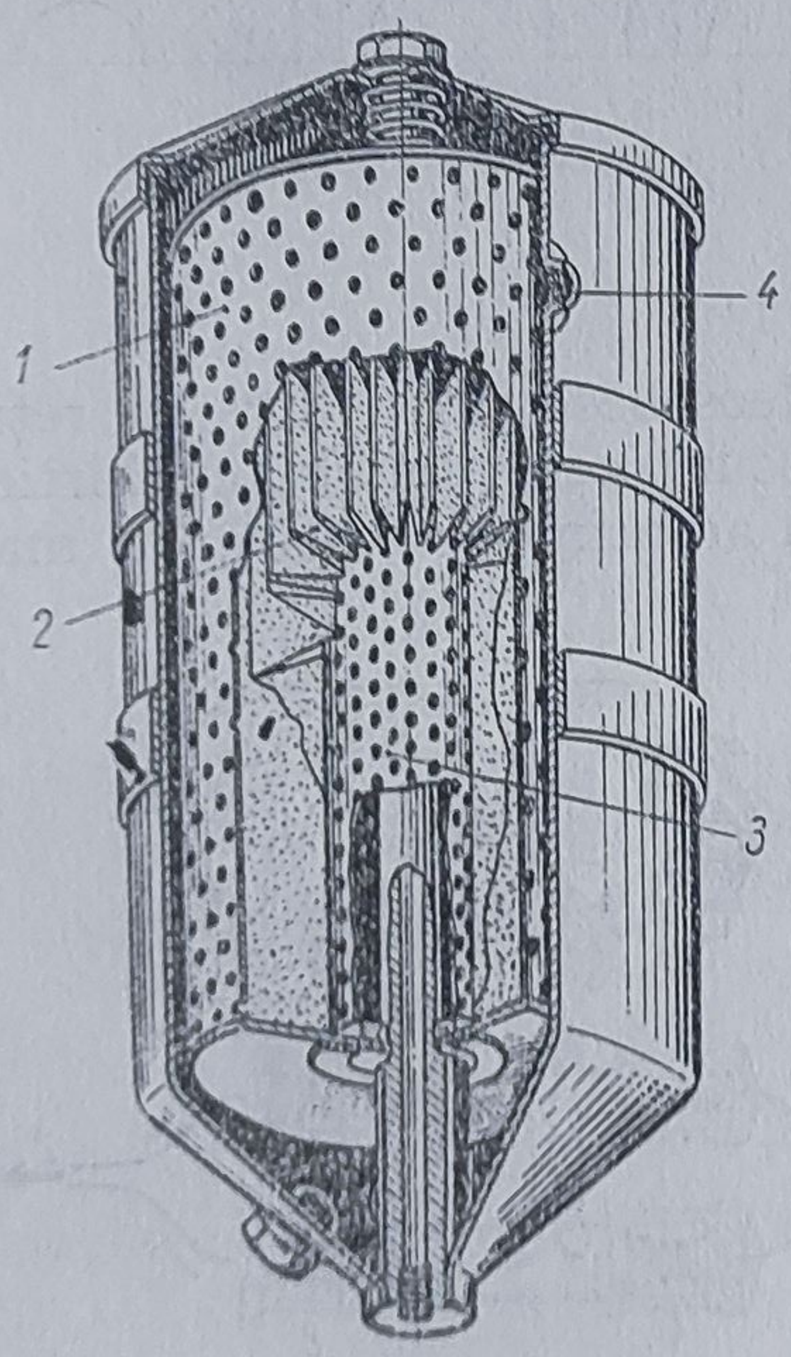
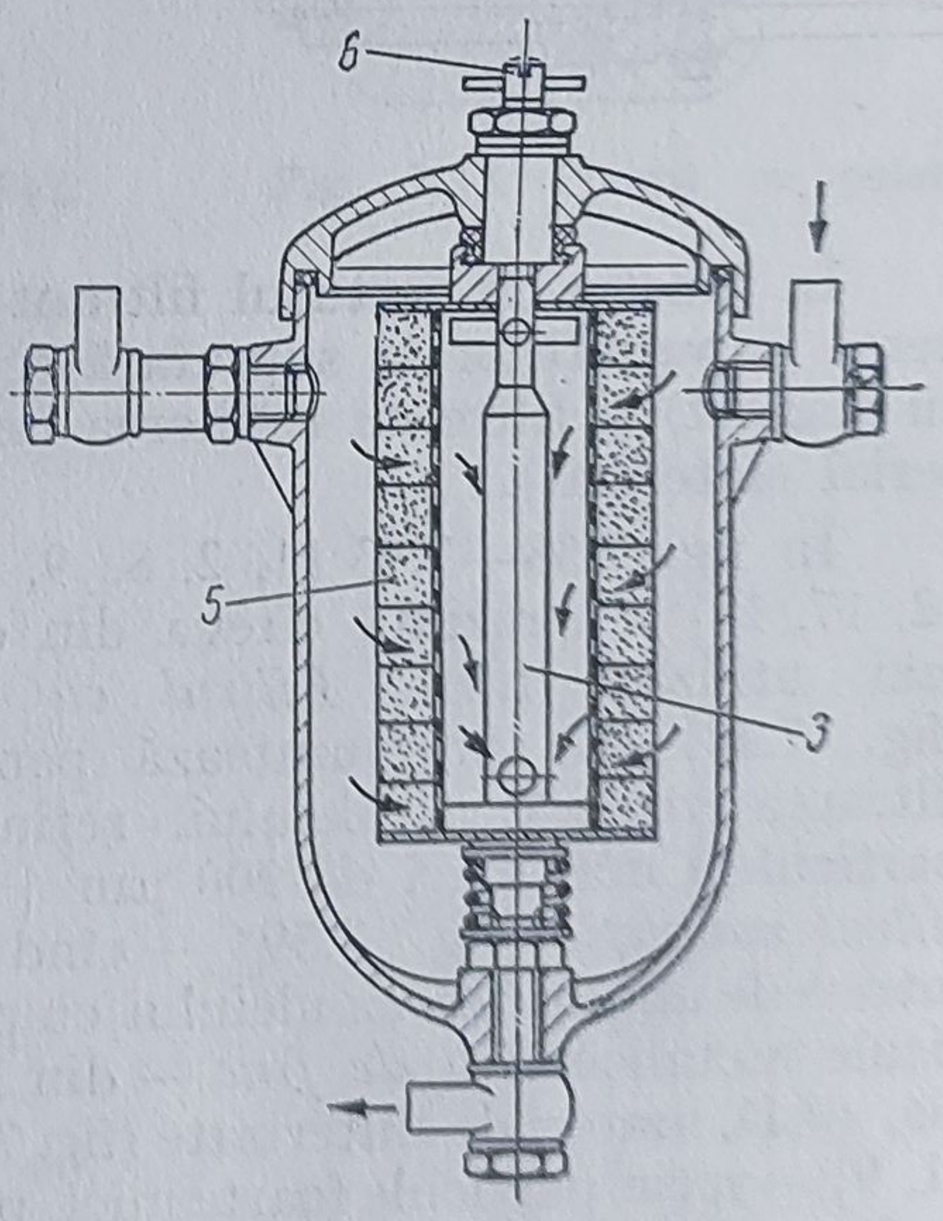


Fig. 7.39. Filtru magnetic:
1 — disc; *2* — magnet permanent; *3* — suport din material antimagnetic.



a



b

Fig. 7.40. Schema constructivă a filtrelor fine:
a — cu element filtrant din hîrtie; *b* — cu element filtrant din pîslă; *1* — element filtrant, schimbabil; *2* — hîrtie impregnată; *3* — conductă pentru uleiul filtrat fin; *4* — orificiu de introducere a uleiului; *5* — element filtrant din plăci de pîslă; *6* — șurub de aerisire.

ungere în care condițiile de exploatare nu permit spălarea frecventă a elementului filtrat.

Pentru detalii privind filtrele utilizate în construcția de motoare pentru automobile se pot consulta lucrările [1, 9].

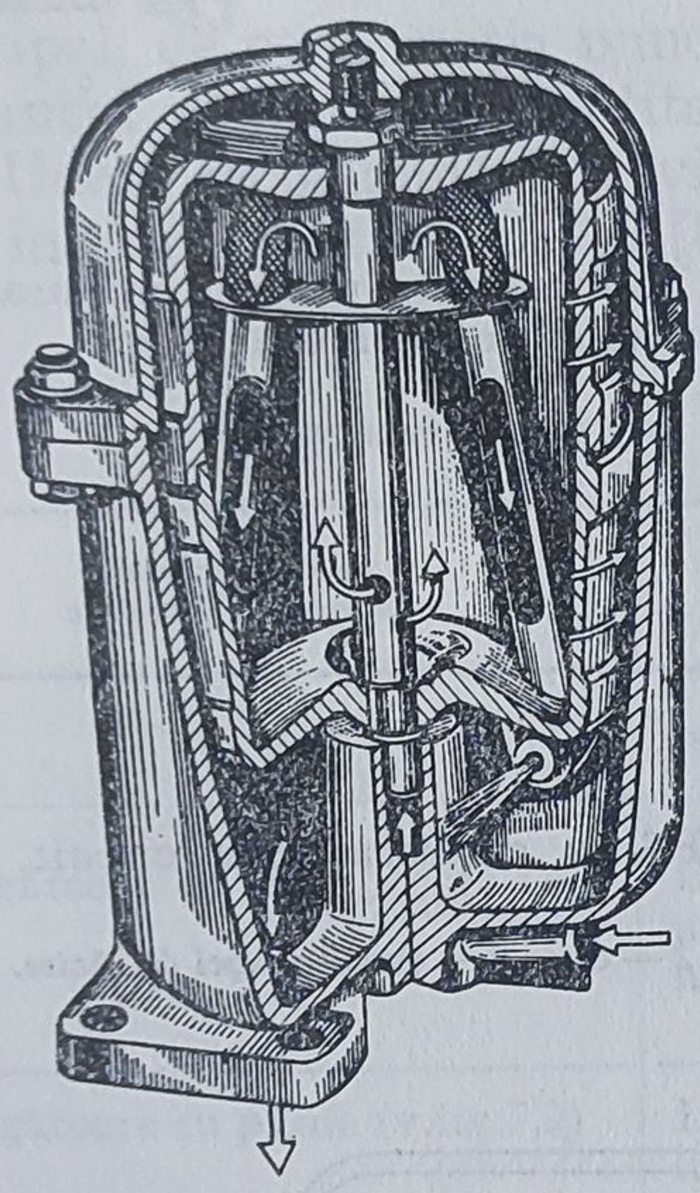


Fig. 7.41. Filtru centrifugal.

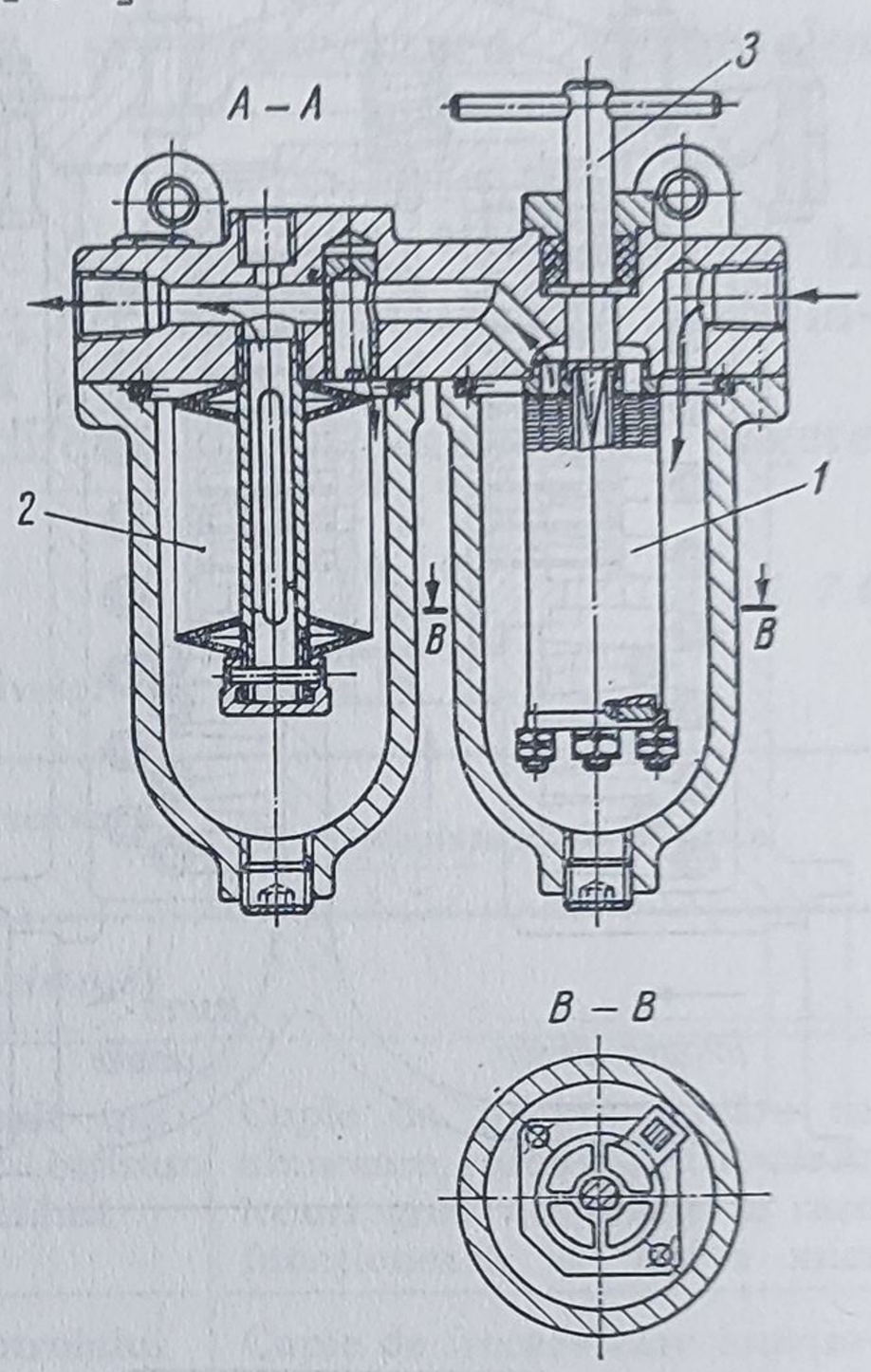
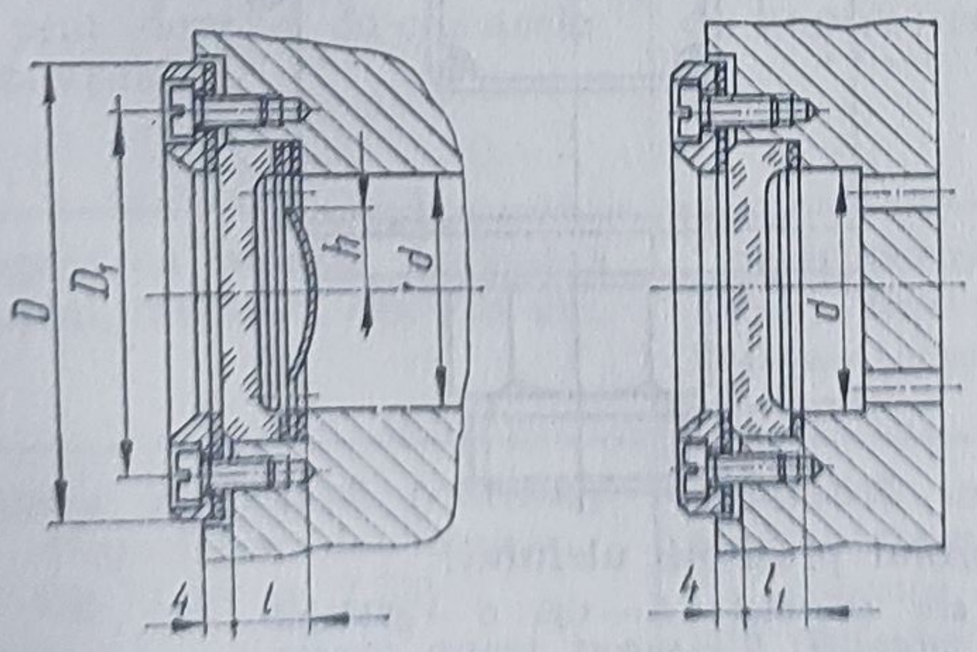


Fig. 7.42. Filtru combinat:

1 — filtru mecanic cu discuri; *2* — filtru mecanic cu site; *3* — mîner pentru curățirea periodică a discurilor.

7.3.3. *Elemente de control al sistemelor de ungere*

Menținerea unui nivel optim, în baia de ulei, constituie garanția ungerii corecte; nivelul de ulei se poate măsura prin indicatoare de nivel de diferite tipuri (fig. 7.44 și tabelul 7.5 [17, 18]).



Tabelul 7.5

Dimensiunile vizoarelor de control al nivelului de ulei * [17, 18].

d	*D*	$D_1 \pm 0{,}2$	$l \pm 0{,}2$	$l_1 + 0{,}2$	*h*	Șuruburile
20	55	40	10	8	6	M4
32	70	53	12	10	8	M4
50	90	72	14	12	12	M8

* Dimensiunile, în mm.

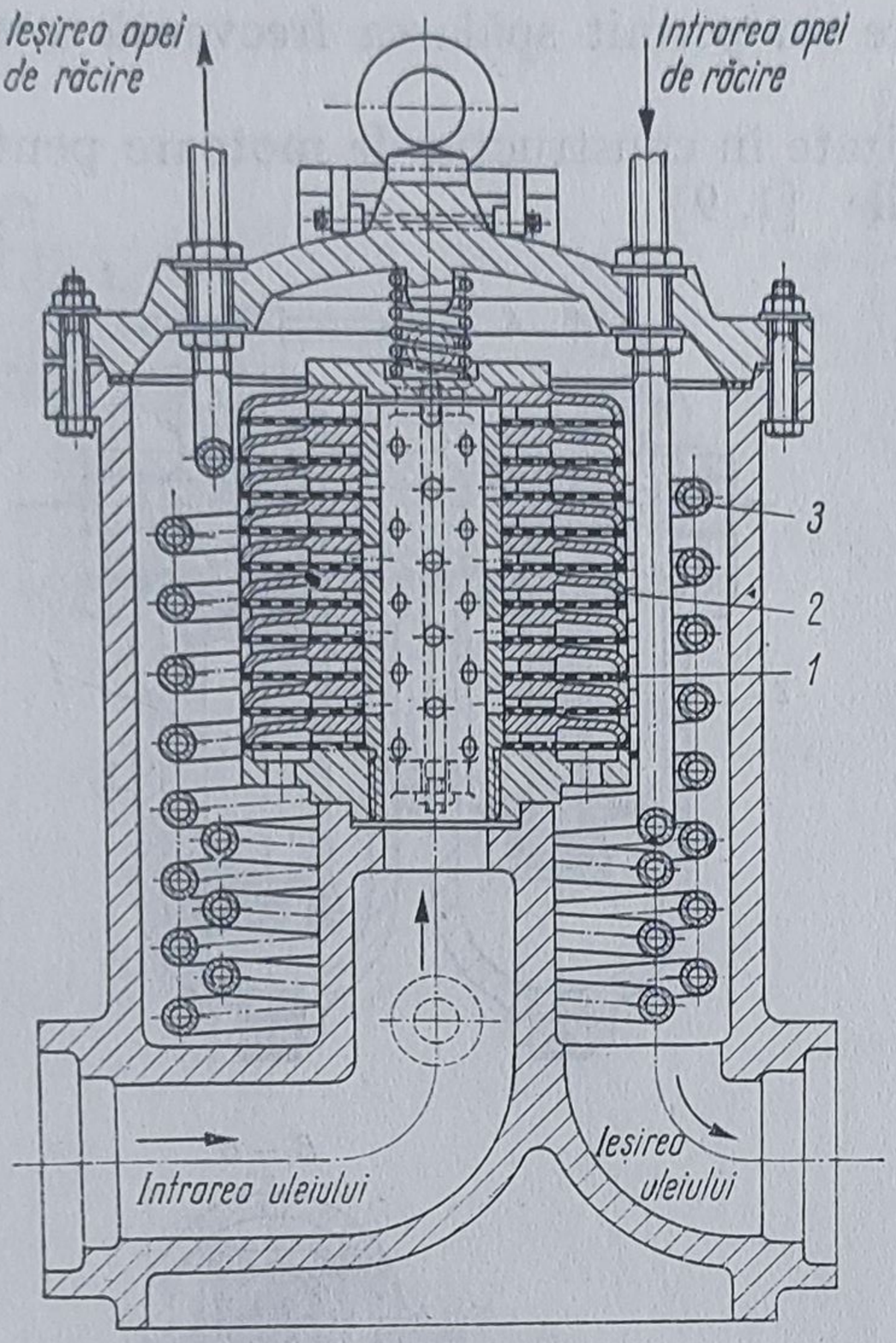


Fig. 7.43. Filtru cu discuri, cu circuit de răcire:
1 — sită; *2* — disc; *3* — circuitul apei de răcire.

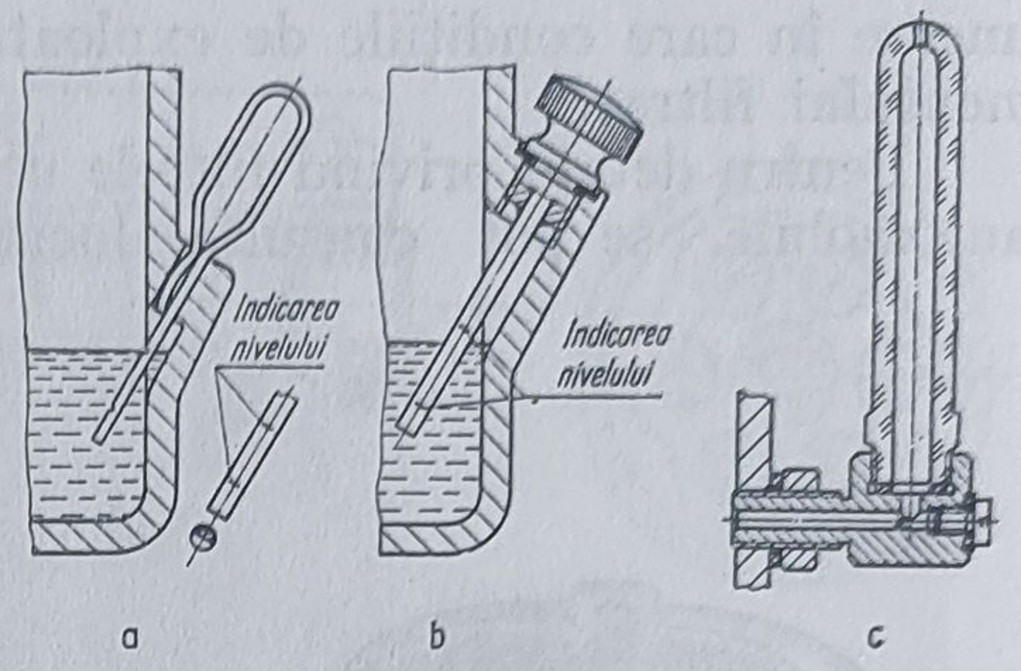


Fig. 7.44. Indicatoare pentru măsurarea nivelului de ulei din baie.

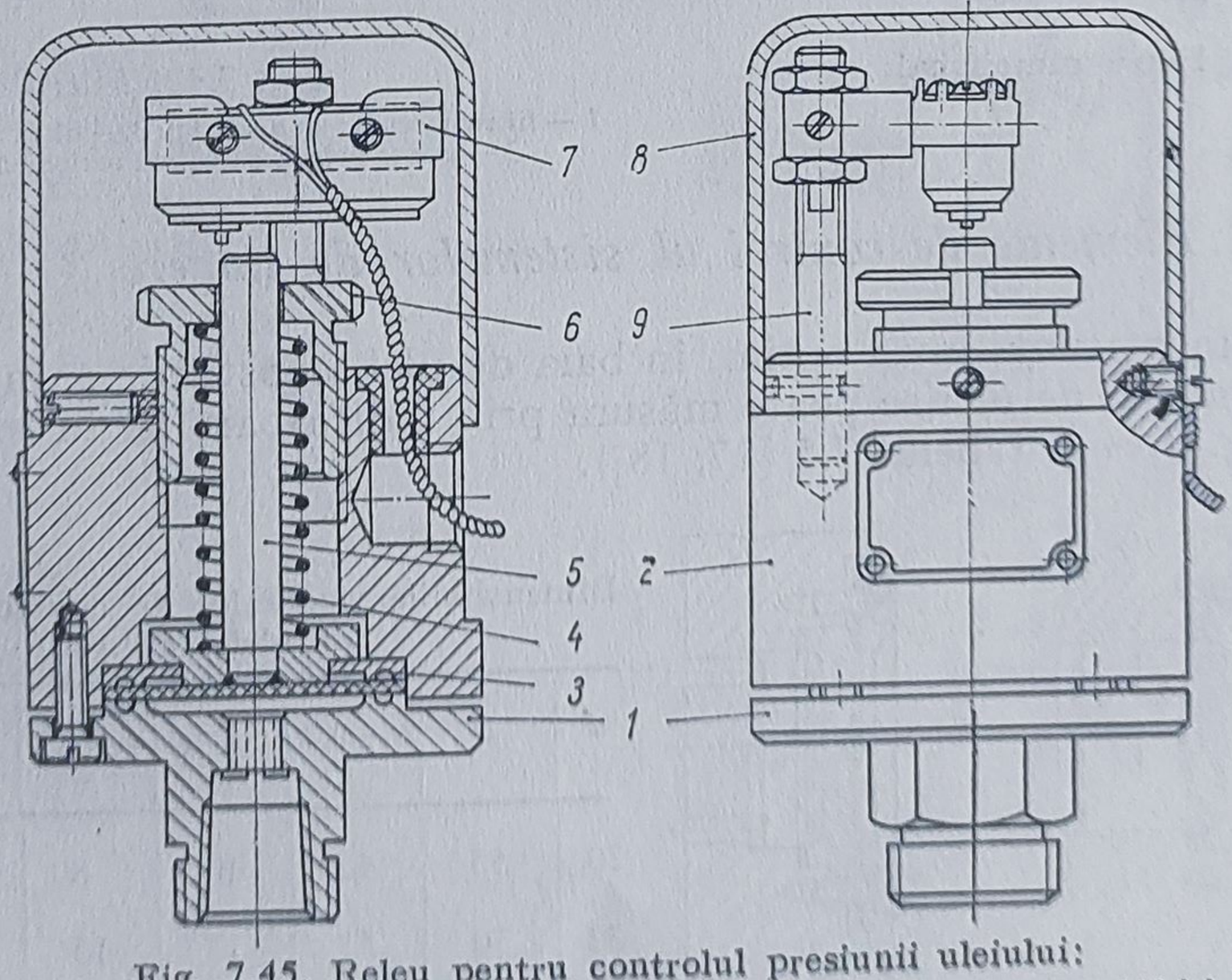


Fig. 7.45. Releu pentru controlul presiunii uleiului:
1 — flanșă; *2* — corp; *3* — membrană; *4* — arc elicoidal; *5* — tijă; *6* — ghidajul tijei; *7* — microîntrerupător; *8* — manta de protecție; *9* — suport pentru fixarea microîntrerupătorului.

În instalațiile complexe se utilizează relee de control a ungerii, care — în cazul creșterii presiunii lubrifiantului — opresc instalația sau semnalizează, acustic sau vizual, defecțiunea ivită (fig. 7.45 [18]).

7.4. Recomandări privind alegerea și proiectarea sistemelor și dispozitivelor de ungere

Alegerea unui anumit sistem de ungere (v. și tabelul 7.1) depinde, în principal, de construcția punctelor de ungere, de importanța acestora, de lubrifiantul utilizat, de cantitatea de căldură degajată etc.

Unele recomandări privind utilizarea diferitelor dispozitive de ungere sînt indicate în tabelul 7.6 [8 ,11, 13, 18].

Tabelul 7.6

Recomandări privind utilizarea dispozitivelor de ungere [8, 11, 13, 18]

Dispozitivul sau sistemul de ungere	Particularități constructive și funcționale	Recomandări de utilizare
Ungere cu unsoare consistentă		
Ungătoare cu bilă (v.fig. 7.1)	Dimensiuni de gabarit mici, ungere neuniformă; consum neeconomic de lubrifiant	Cuple de frecare (lagăre cu alunecare, rulmenți) dispuse în locuri greu accesibile și care funcționează la viteze mici
Ungătoare cu pîlnie (v.fig.7.2)	Imposibilitatea controlului ungerii; pericolul deschiderii capacului în timpul funcționării instalației, consum neeconomic de lubrifiant	Cuple de frecare care funcționează la viteze sub 4,5 m/s
Ungătoare cu piston și arc (v. fig. 7.3).	Introducerea continuă a lubrifiantului; siguranță în exploatare; dispozitivul relativ mai complicat	Cuple de frecare care funcționează la viteze sub 4,5 m/s, dispuse în locuri greu accesibile: șuruburile preselor cu fricțiune etc.
Ungere prin capacul lagărului (v. fig. 7.4 și fig. 7.20) și prin depozit în carcasele instalațiilor	Ungere continuă; necesită etanșarea sigură a punctului de ungere; consum economic	Lagăre cu alunecare la $v \leqslant 4{,}5$ m/s; rulmenți la $n < 3000$ rot/min; transmisii cu roți dințate și melcate puternic solicitate; transmisii prin lanțuri
Ungere cu pompă acționată manual, mecanic, electric etc.	Ungere periodică cu presiune joasă; sînt necesare distribuitoare complicate; consum economic	Cuple de frecare greu solicitate, cu funcționare periodică: prese cu excentric, foarfece etc.
Ungere cu pompă centrală, cu dispozitive de dozare (v. fig. 7.25 și 7.28)	Siguranță mare în funcționare, automatizarea funcționării; consum economic; necesită distribuitoare complicate	Cuple de frecare care funcționează în condiții grele

Tabelul 7.6 (continuare)

Dispozitivul sau sistemul de ungere	Particularități constructive și funcționale	Recomandări de utilizare
	Ungere cu ulei	
Ungere prin picurare, cu fitil (v. fig. 7.5 și 7.7)	Ungerea este intermitentă sau continuă — în cazul contactului fitilului cu suprafața de uns; uleiul este filtrat prin fitil	Lagăre cu alunecare și rulmenți care nu necesită o ungere abundentă
Ungere prin picurare cu ac (v. fig. 7.6)	Cantitatea de ulei se poate regla sau nu; siguranță în exploatare; uleiul utilizat trebuie filtrat	Locuri importante cu ungere individuală; lagăre cu alunecare și rulmenți care nu necesită ungere abundentă
Ungere prin forțe capilare (perne de pîslă).	Simplitate constructivă; siguranță în funcționare; necesită o observare atentă și un rezervor închis etanș	Lagăre cu alunecare cu viteze sub 4 m/s
Ungere comandată manual (v. fig. 7.33 — pompa de acționare), mecanic (v. fig. 7.8 și 7.34), pneumatic), prin vacuum etc.	Ungere la unul sau mai multe lagăre; ungere periodică, la toate punctele, indiferent dacă lagărul funcționează sau este în repaus; lubrifiantul este sau nu este recuperat	Lagăre care nu necesită ungere continuă: lagăre cu funcționare periodică: mașini agricole, mașini de transport etc.
Ungere în baie de ulei (v. fig. 7.9)	Siguranță în exploatare; ungerea este abundentă; consum economic de ulei; necesită o etanșare sigură	Transmisii cu roți dințate și melcate; rulmenți; pivoți; transmisii prin lanț
Ungere cu inel mobil (v. fig. 7.10-7.15)	Sistem simplu; nu necesită supraveghere; consum economic de ulei	Lagăre cu alunecare, dispuse orizontal, cu $v=0,5...30$ m/s; lagăre cu rulmenți, montate pe arbori orizontali, funcționînd la viteze mari
Ungere cu disc (v. fig. 7.16—7.18)	Simplitate constructivă; siguranță în exploatare; consum economic de ulei; nu necesită supraveghere	Lagăre cu alunecare cu viteze mari sau viteze foarte mici ($n<60$ rot/min); lagăre care funcționează cu șocuri
Ungere prin centrifugarea uleiului (v. fig. 7.19)	Siguranță în exploatare; simplitate constructivă; imposibilitatea reglării cantității de ulei; necesită etanșare sigură	Lagăre cu alunecare cilindrice și conice; rulmenți cu role conice la $n=2500...15000$ rot/min
Ungere prin barbotare (v. fig. 7.20)	Siguranță în exploatare; ungere abundentă; consum economic de ulei	Transmisii cu roți dințate la $v<20$ m/s (cutii de viteze); transmisii melcate; lagărele motoarelor cu ardere internă, de putere mică

Tabelul 7.6 (continuare)

Dispozitivul sau sistemul de ungere	Particularități constructive și funcționale	Recomandări de utilizare
Ungere prin gravitație (v. fig. 7.21)	Simplitate constructivă; se dispun deasupra locurilor de ungere; consum neeconomic la sistemele fără recuperarea lubrifiantului	Cuple de frecare care funcționează periodic, amplasate departe de postul de lucru
Ungere comandată cu circuit deschis (v. fig. 7.22)	Distribuirea uleiului se realizează prin supape cu orificii fixe; imposibilitatea dozării cantității de lubrifiant, siguranță redusă în exploatare	Cuple de frecare care funcționează periodic; lagăre secundare
Ungere sub presiune cu recirculația uleiului (v. fig. 7.23 și 7.24).	Siguranță mare în exploatare; construcție complicată; uleiul se schimbă periodic și integral	Cuple de frecare care funcționează în condiții grele și necesită ungere sub presiune, pînă la 100 daN/cm²; instalații complexe; mașini-unelte; motoare cu ardere internă etc.
Ungere sub presiune, periodică (v. fig. 7.25—7.27)	Introducerea uleiului are loc în anumite momente; necesită dispozitive de dozare	Cuple de frecare care funcționează periodic; ghidajele mașinilor-unelte
Ungere cu ajutorul sistemelor mecanice, cu ramificații multiple-puncte de ungere (v. fig. 7.29 și 7.30).	Siguranță mare în exploatare; ungere economică; nu necesită o supraveghere permanentă	Transmisii cu roți dințate la $v>20$ m/s; lagăre cu rulmenți, care funcționează la viteze mari; transmisii cu lanț
Ungere prin pulverizarea lubrifiantului (v. fig. 7.31 și 7.32).	Pulverizarea uleiului cu un jet de aer comprimat; ungere uniformă; consum neeconomic	Lagăre cu alunecare; rulmenți, angrenaje; ghidajele mașinilor-unelte etc.; cilindrii compresoarelor și ai mașinilor pneumatice; șpindelul strungurilor rapide care funcționează în încăperi cu praf etc.

Elementele componente ale sistemelor de ungere sub presiune — folosite în cazul în care celelalte sisteme nu asigură debitul necesar ungerii sau cînd temperatura funcțională a uleiului este prea mare — se pot proiecta conform indicațiilor din tabelul 7.7 [2, 4, 12, 13]. Relațiile de calcul prezentate — valabile pentru un regim laminar de curgere a uleiului în conducte — consideră cunoscute următoarele: debitul de ulei Q_{ui} necesar fiecărui punct de ungere (lagăre cu alunecare, angrenaje, rulmenți, ghidaje etc.); presiunea maximă p_{max} a uleiului pentru fiecare punct de ungere; cantitatea de căldură Q_c degajată la punctele de ungere; schema sistemului de ungere, cu lungimile l_1 ale tuturor conductelor, necesare transportului uleiului la punctele de ungere; uleiul utilizat și caracteristicile acestuia.

Tabelul 7.7

Recomandări privind alegerea și proiectarea elementelor componente ale sistemelor de ungere [2, 12, 13]

Relațiile de calcul	Recomandări
Alegerea și dimensionarea conductelor și fitingurilor de legătură	
Se determină: — diametrul interior al conductei $d_1 \geq 4{,}6\sqrt{Q_1/v}$ [mm]; — grosimea peretelui țevii: $\delta = p_1 d_1/2\sigma_a$ [mm]; — căderea de presiune pe conducte și fitinguri de legătură, cu diametrul constant $\Delta p_c = 10^2 \frac{\lambda\gamma}{2g} \cdot \frac{l_T}{d_1} v^2$ [daN/cm²], unde: $l_T = l_1 + \Sigma l_e$; $l_e = 1350 d_1 \varkappa \mathbf{Re}^{0{,}048}$; $\lambda = \frac{k}{\mathbf{Re}}$ Conductele se aleg în funcție de presiunea din conductă, de diametrul nominal al acesteia și de grosimea peretelui din tabelul A.7—2 [12].	*Se recomandă* [12, 13]: $v = 6 \ldots 7$ m/s, pentru conducte cu $l_1 < 100\, d_1$: $v = 3 \ldots 3{,}5$ m/s, pentru conducte cu $l_1 > 100\, d_1$; $v = 1{,}5 \ldots 2{,}5$ m/s, în conductele de refulare; $v = 1$ m/s, pentru circuitul de aspirație al pompei; $v = 0{,}3$ m/s, pentru circuitul de retur; $\sigma_a = 400 \ldots 600$ daN/cm², pentru țevi din oțel; $\sigma_a = 150 \ldots 250$ daN/cm², pentru țevi din fontă; $\sigma_a = 250$ daN/cm², pentru țevi din aliaje de cupru; $\gamma = 0{,}9 \cdot 10^{-3}$ daN/cm³; $\varkappa$ — din tabelul A.7-1. $\mathbf{Re} = \frac{v d_1}{\nu}$; $\mathbf{Re} < 2300$, curgere laminară; $\mathbf{Re} > 2300$, curgere turbulentă; $k = 75$, pentru conductele obișnuite; $K = 80$, pentru conductele flexibile
Calculul filtrelor	
Se determină: — suprafața necesară a elementului filtrant $S = (32 \ldots 38) d^2$ [cm²] pentru filtrele cu sită metalică, $S = 0{,}01\, Q_f \eta/\alpha \Delta p_f$ [cm²] pentru filtre cu element filtrant din pîslă, pînză metalică și pînză de bumbac și $S = 10\, Q_f/v$ [cm²] pentru filtrele cu discuri; — căderile de presiune pe filtru $\Delta p_f = k\rho v^2/2 \leqslant \Delta p_{fa}$ [daN/cm²].	*Se recomandă*: $\alpha = 0{,}009$ l/cm², pentru pînză din bumbac; $\alpha = 0{,}015$ l/cm², pentru pîslă; $\alpha = 0{,}05$ l/cm² pentru pînză metalică. $\rho = 0{,}92 \cdot 10^{-6}$ daN · s²/cm⁴ Conform [13] $k = (A_c/S)^2$ Conform [2], $\Delta p_{fa} = 0{,}15 \ldots 0{,}2$ daN/cm² pentru filtrele amplasate înaintea pompei; $\Delta p_{fa} = 0.5 \ldots 0{,}6$ daN/cm² pentru filtrul amplasat după pompă, cu $p < 20$ daN/cm²; $\Delta p_{fa} \leqslant 2$ daN/cm² pentru filtrul amplasat după pompă, cu $p > 20$ daN/cm².
Calculul rezervorului (baia de ulei)	
Rezervoare cu răcire naturală *Se determină*: — volumul de ulei din rezervor, în dm³ $V_u \geqslant (2 \ldots 5) q_z$.	Pentru alegerea ungerii cu inel sau disc v. fig. A.7—1 [13]

Tabelul 7.7 (continuare)

Relațiile de calcul	Recomandări
pentru lagărele cu alunecare — cu ungere cu inel sau disc — cu baie proprie; $V_u \geqslant (0{,}5 \ldots 0{,}75) P$, pentru reductoarele la care ungerea se realizează prin barbotare; $V_u = (5 \ldots 6)\, Q_{v\,tot}$, pentru lagărele cu alunecare, cu rezervor amplasat în exteriorul lagărelor, unde: $Q_{v\,tot} = \Sigma Q_{vi} + Q'$; $Q' = 0{,}25 \Sigma Q_{vi}$; $V_u = \sqrt[3]{(Q_c/35)^3}$,	Pentru alegerea ungerii cu inel sau disc v. fig. A. 7-1 [13]
pentru sistemele de ungere, cu răcire naturală a rezervorului; — volumul total al rezervorului $V = (1{,}1 \ldots 1{,}2) V_u$ [dm³]; — dimensiunile rezervoarelor paralelipipedice $L = (1 \ldots 3) l$; $h = (0{,}7 \ldots 1{,}3) l$;	
Rezervoare cu răcire forțată: *Se determină*:	
— capacitatea de răcire a schimbătorului de căldură (rezervor și serpentină cu apă), în KJ/h $Q_s = 4\Delta T_a \sqrt[3]{V^2} + \dfrac{K_1 S_1 (\Delta T_1 + \Delta T_a)}{K_1 S_1 / 8\, V_{apă} + 1} \geqslant Q_c$	$K_1 \approx 420$ kJ/m²·h·grd; $\Delta T_a = 25$°C; $\Delta T_1 = T_0 - T_{0\,apă} = 5 \ldots 8$°C. Conform [12]: $S_1 \approx 0{,}5$ m²; $V_{apă} = (20 \ldots 200)$ dm³/h; d_2 — se adoptă. *Constructiv*: $v_{a\,apă} = 3$ m/s; Dacă $v > v_{a\,apă}$, se mărește suprafața S_1 sau se aleg două serpentine
— lungimea serpentinei $L = S_1/\pi d_2$; — viteza apei din serpentină $v_{apă} = 4\, V_{apă}/\pi\, d_2^2 \leqslant v_{a\,apă}$	

Alegerea pompei de alimentare

Se determină: — presiunea de refulare a pompei în daN/cm² $p = p_{max} + \Sigma \Delta p_c + \Sigma \Delta p_f$;	$p_{max} = 0{,}5 \ldots 3$ daN/cm², pentru lagăre cu alunecare; Cunoscînd p și Q_v se alege, din cataloagele firmelor producătoare, tipul și mărimea pompei de alimentare
— debitul de ulei necesar alimentării tuturor punctelor de ungere $Q_v = \sum_{i=1}^{n} Q_{vi}$ [dm³/h]	
— puterea totală de antrenare a pompei $P = p\, Q_v / 612\, \eta_t$ [kW]	$\eta_t = 0{,}5 \ldots 0{,}75$

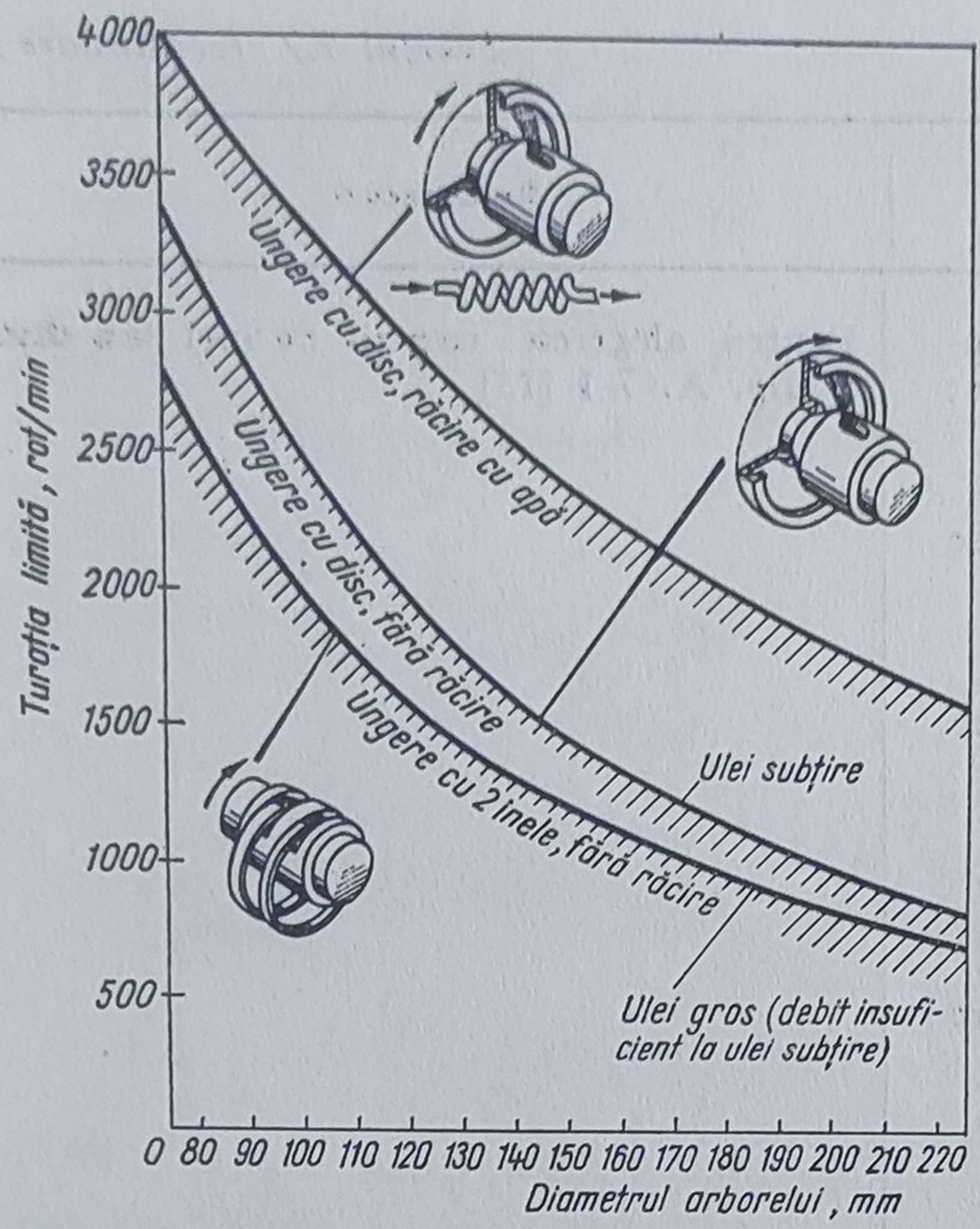


Fig. A.7—1. Diagramă orientativă de alegere a sistemului de ungere cu inel sau disc, la lagărele cu alunecare.

În cazul unui regim turbulent de curgere, precum și pentru alte condiții, se pot utiliza indicațiile și relațiile de calcul din [4, 11, 12].

În situația în care cantitatea de căldură degajată în sistemul de ungere mărește temperatura uleiului peste limitele admise se pot lua următoarele măsuri: rezervorul de ulei nu se mai încorporează în carcasă; se introduce o serpentină de răcire — în rezervorul de ulei — prin care circulă apa.

Pentru proiectarea de detaliu a sistemelor de ungere, precum și pentru alegerea și proiectarea elementelor componente ale acestor sisteme — care n-au fost menționate în prezentul capitol — se pot consulta lucrările [4, 11, 12, 13].

Tabelul A.7—1

Valorile coeficientului χ [12]

Denumirea aparaturii	$\varkappa$
Cot în unghi drept	33,4
Sertăraș cu $d \leqslant 20$ mm	34
Robinet cu trei căi, cu trecerea lichidului în unghi drept	6,8
Supapă cu bilă:	
— trecerea directă a uleiului	50,4
— trecerea uleiului în unghi drept	141
Drosel:	
— deschis complet	5
— închis 1/4	31,3
— închis 1/2	151
— închis 3/4	586
Teu:	
— cu ieșire directă și laterală	17
— cu ieșire laterală și intrare directă	54
Lărgire:	
— bruscă 1/4	23
— bruscă 1/2	17
— bruscă 3/4	13
Îngustare:	
— bruscă 4/1	12,50
— bruscă 2/1	6,2
— bruscă 4/3	5,5

Tabelul A.7–2

Caracteristicile mecanice și dimensiunile conductelor sistemelor de ungere [12]

Calitatea țevii	Presiunea, daN/cm²						
00	25	—	—	—	—	—	—
35	—	32	30	50	64	80	100
45	—	40	50	64	80	100	—
55	—	50	64	80	100	—	—

Diametrul, mm		Grosimea pereților, mm						
Nominal	Exterior							
4	8	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2
6	10	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2
8	12	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2
10	14	2	2	2	2	2,5	2,5	2,5
15	18	2	2	2	2	2,5	2,5	2,5
20	25	2	2	2	2	2,5	2,5	2,5
25	30	2,5	2,5	2,5	2,5	3	3	3
32	38	2,5	2,5	2,5	2,5	3	3	3
40	44,5	2,5	2,5	2,5	2,5	3,5	3,5	3,5
50	57	2,75	2,75	2,75	2,75	3,5	3,5	3,5

B i b l i o g r a f i e

1. **Abăităncei, D.** ș.a. *Motoare pentru automobile și tractoare*. Vol. I. București, Editura tehnică, 1978.
2. **Botez, E., Moraru, V.** și **Ispas, C.** *Mașini unelte*. Vol. III. *Organologia și dinamica*. București, Editura tehnică, 1973.
3. **Chișiu, A.** ș.a. *Organe de mașini*. București, Editura didactică și pedagogică, 1976.
4. **Constantinescu, V.N.** ș.a. *Lagăre cu alunecare*. București, Editura tehnică, 1980.
5. **Dunaev, P.F.** *Konstruirovanie uzlov i detalei mașin*. Moscova, Iz-vo Vîsșaia Skola, 1966.
6. **Furnică, M.** ș.a. *Îndrumător pentru construcția lagărelor cu rulmenți* M.I.C.M.G., 1974.
7. **Jula, A.** ș.a. *Montaje cu rulmenți. Îndrumar de proiectare*. Universitatea din Brașov, 1979.
8. **Manea, Gh.** *Organe de mașini*. Vol. I. București, Editura tehnică, 1970.
9. **Milowiz, K.** *Lager und Schmierung*. Wien, Springer-Verlag, 1962.
10. *Manualul inginerului mecanic*. Mecanisme. Organe de mașini. Dinamica mașinilor. București, Editura tehnică, 1976.
11. **Nica, Al.** *Sisteme de lubrificație*. București, Editura Academiei Republicii Socialiste România, 1967.
12. **Oprean, A.** *Hidraulica mașinilor-unelte*. București, Editura didactică și pedagogică, 1968.
13. **Pascovici, M.D.** ș.a. *Lagăre radiale hidrodinamice*. Îndrumar pentru proiectare. Institutul Politehnic București, 1977.
14. **Pavelescu, D., Mușat, M.** și **Tudor, A.** *Tribologie*. București, Editura didactică și pedagogică, 1977.
15. **Rabinovici, I.** ș.a. *Rulmenți*. București, Editura tehnică, 1977.
16. **Reșetov, D.N.** *Organe de mașini*. București, Editura tehnică, 1963.
17. **Reșetov, D.N.** *Atlas detalei mașin*. Moscova, Mașghiz, 1963.
18. *Supravocinik Mașinostroitelia*. Tom. IV, vol. II. Moscova, Mașghiz, 1963.

8. Sisteme de etanșare

Dispozitivul de etanșare * este folosit pentru a asigura gradul necesar de etanșeitate al asamblărilor fixe sau mobile ale pieselor sau subansamblelor mașinilor și mecanismelor. Funcționarea corespunzătoare a dispozitivelor de etanșare influențează esențial fiabilitatea mașinilor și mecanismelor în care sînt montate.

Proiectarea unei etanșări presupune rezolvarea următoarelor probleme principale [32]: excluderea scurgerilor mediului etanșat, excluderea pătrunderii impurităților în spațiul interior al mașinii sau mecanismului; asigurarea simplității constructive a dispozitivului și a demontării acestuia; obținerea condițiilor menționate prin cea mai ieftină metodă. De multe ori este imposibilă rezolvarea tuturor acestor condiții, eficacitatea generală a dispozitivului de etanșare depinzînd de raționalitatea compromisului utilizat.

Sistemele de etanșare — întrebuințate în practică — reprezintă de fapt o combinație din cîteva dispozitive de etanșare. Astfel de *combinații originale* sînt foarte multe și sînt destinate funcționării în condiții speciale sau deosebit de grele.

Una din clasificările posibile ale dispozitivelor de etanșare este indicată în fig. 8.1.

Pentru a putea corespunde condițiilor de funcționare, materialele garniturilor de etanșare trebuie să prezinte multiple proprietăți. Alegerea celui mai rațional material constituie o problemă dificilă, datorită faptului că adesea sînt cerute properietăți contradictorii.

* * *

În cele ce urmează — ca urmare a caracterului de îndrumar de proiectare pentru construcția de mașini al prezentei lucrări — se vor trata doar cele mai importante și mai utilizate dispozitive de etanșare.

8.1. Etanșări cu contact

Comportarea etanșărilor cu contact este influențată de mediul etanșat, calitatea suprafeței și de frecarea dintre suprafețele în contact. Rugozitatea suprafețelor influențează calitatea și fiabilitatea etanșării, determinînd forțele de frecare și, prin urmare, și uzura garniturilor de etanșare.

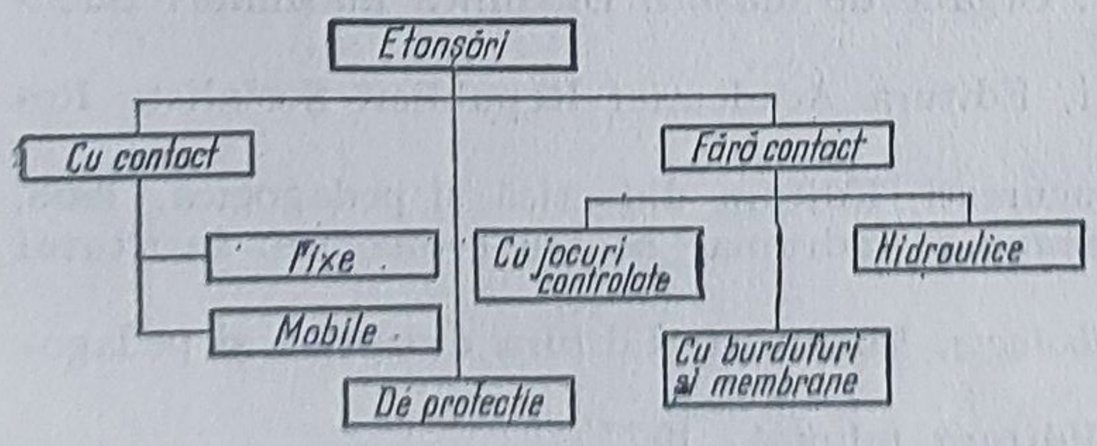


Fig. 8.1. Clasificarea dispozitivelor de etanșare.

Pentru obținerea unei etanșări corespunzătoare este necesar ca rugozitatea suprafeței — pe care alunecă buza de etanșare — să nu depășească 0,4 μm [2 ș.a.].

* Sau *etanșarea*.

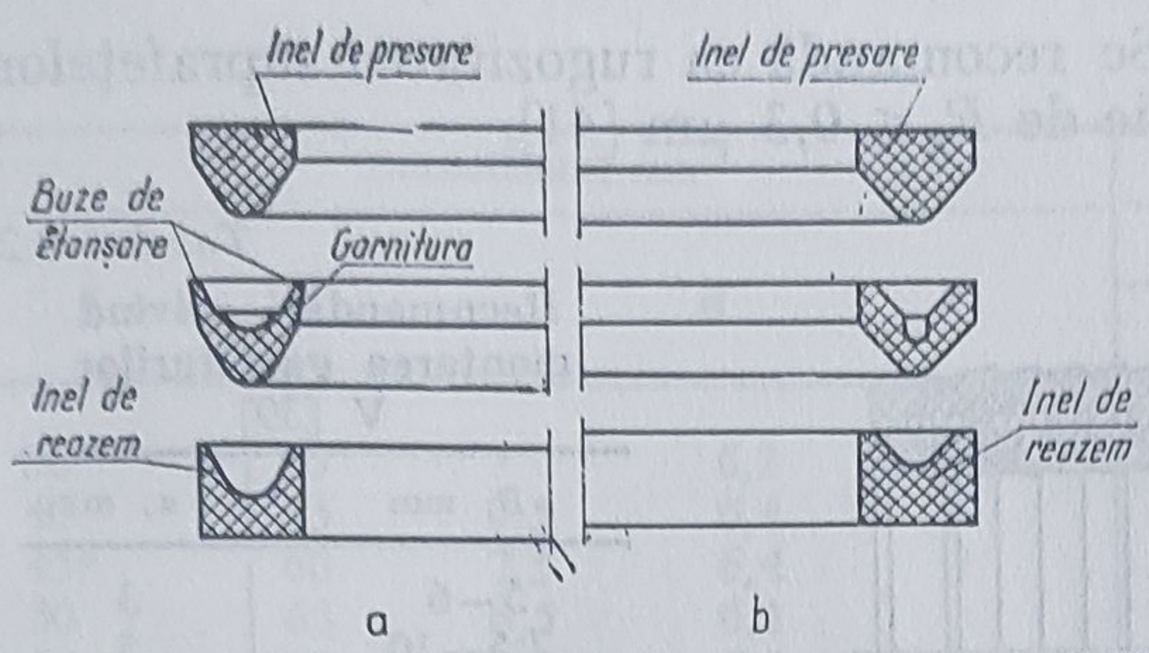


Fig. 8.2. Garnituri manșetă de translație cu profil V.

Muchia buzei de etanșare a garniturilor manșetă trebuie îndreptată totdeauna înspre mediul etanșat, aflat sub presiune.

Pentru o bună funcționare manșetele trebuie unse în permanență și, în special, la pornirea mașinii sau mecanismului. În cazul în care mediul etanșat nu prezintă proprietăți unguente se prevede un spațiu cu lubrifiant cuprins între două garnituri, echipat cu un dispozitiv de alimentare.

8.1.1. *Garnituri manșetă de translație cu profil V*

Constructiv, manșeta V are două buze de etanșare (fig. 8.2) — interioară și exterioară — care pot fi mai puțin flexibile (fig. 8.2, *a*), folosite pentru presiuni mari sau constante, și mai flexibile (fig. 8.2, *b*), asigurînd etanșarea și la presiuni mici; canalul circular din garnitura din fig. 8.2, *b* permite mărirea elasticității.

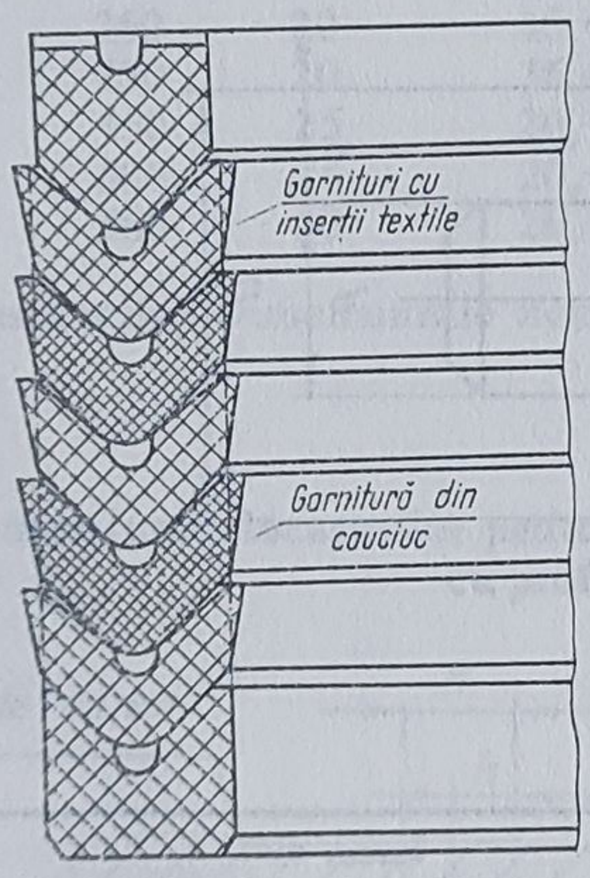


Fig. 8.3. Set de garnituri manșetă, cu profil V [39].

Tabelul 8.1

Recomandări privind alegerea numărului de manșete V [41]

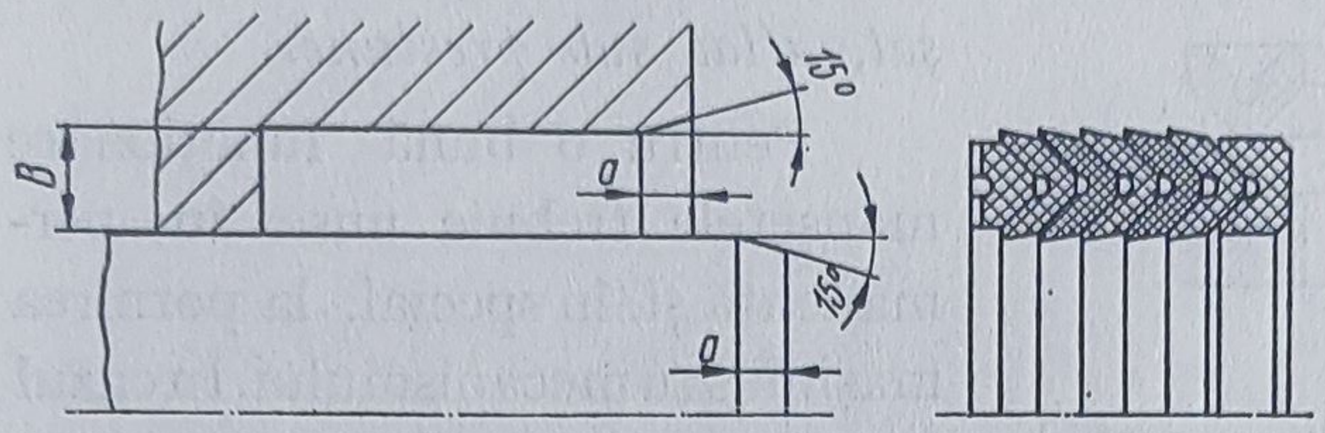
Presiunea mediului etanșat, în bar	Numărul recomandat de manșete V
$p \leqslant 30$	3
$30 < p \leqslant 100$	4
$p > 100$	5

Manșeta V este utilizată, de obicei într-un set de garnituri (fig. 8.3 [41]), numărul garniturilor fiind dependent de presiunea ce trebuie etanșată. În tabelul 8.1 sînt prezentate recomandările firmei *SIMRIT* [43] privind alegerea numărului de manșete V într-un set.

Seturile de manșete V se utilizează, în special, la etanșarea pieselor cu mișcare de translație; nu sînt recomandate la mișcări de rotație sau la mișcări de translație cu viteze mari de alunecare, prezentînd — în acest caz — o frecare însemnată.

Spațiul în care se montează setul de garnituri și tija pistonului trebuie prevăzute cu teșituri pentru ca setul de garnituri să poată fi montat cu ușurință

și fără deteriorare (tabelul 8.2 [41]. Se recomandă ca rugozitatea suprafețelor tijelor pistoanelor și plunjerelor să fie de $R_a \leqslant 0{,}3$ μm [41].



Tabelul 8.2

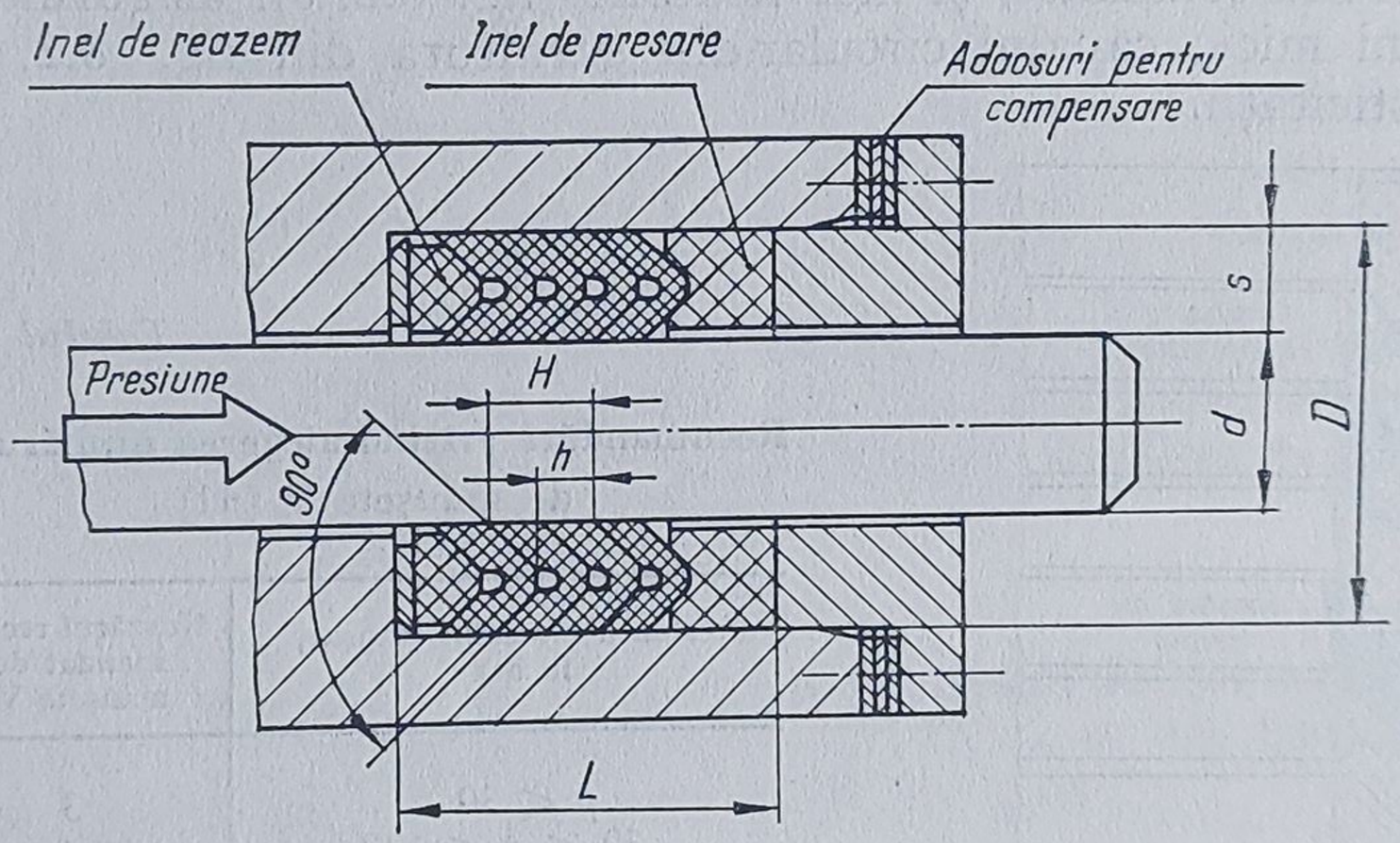
Recomandări privind montarea garniturilor V [39]

B, mm	*a*, mm
5–6	3
7,5–10	5
12,5–15	7,5

Garniturile manșetă de translație cu profil V sînt standardizate prin STAS 7905-67 (tabelele 8.3 și 8.4).

Tabelul 8.3

Dimensiunile locașurilor pentru etanșări de tip arbore și a garniturilor manșetă de translație cu profil V (Conform STAS 7905-67)



Dimensiunile, mm					L_{max}, mm			
					Numărul de manșete			
d	*D*	*s*	*H*	*h*	[illegible]	2	3	4	5
8	18	5	5,6	4	17	21	25	29
10	20	5	5,6	4	17	21	25	29
12	22	5	5,6	4	17	21	25	29
14	25	5,5	5,8	4	17,5	21,5	25,5	29,5
16	28	6	5,8	4	18	22	26	30
18*	30	6	5,8	4	18	22	26	30
20	32	6	5,8	4	18	22	26	30
22*	34	6	5,8	4	18	22	26	30
25	36	5,5	5,8	4	17,5	21,5	25,5	29,5
28	40	6	5,8	4	18	22	26	30
32	45	6,5	6,1	4	18,5	22,5	26,5	30,5

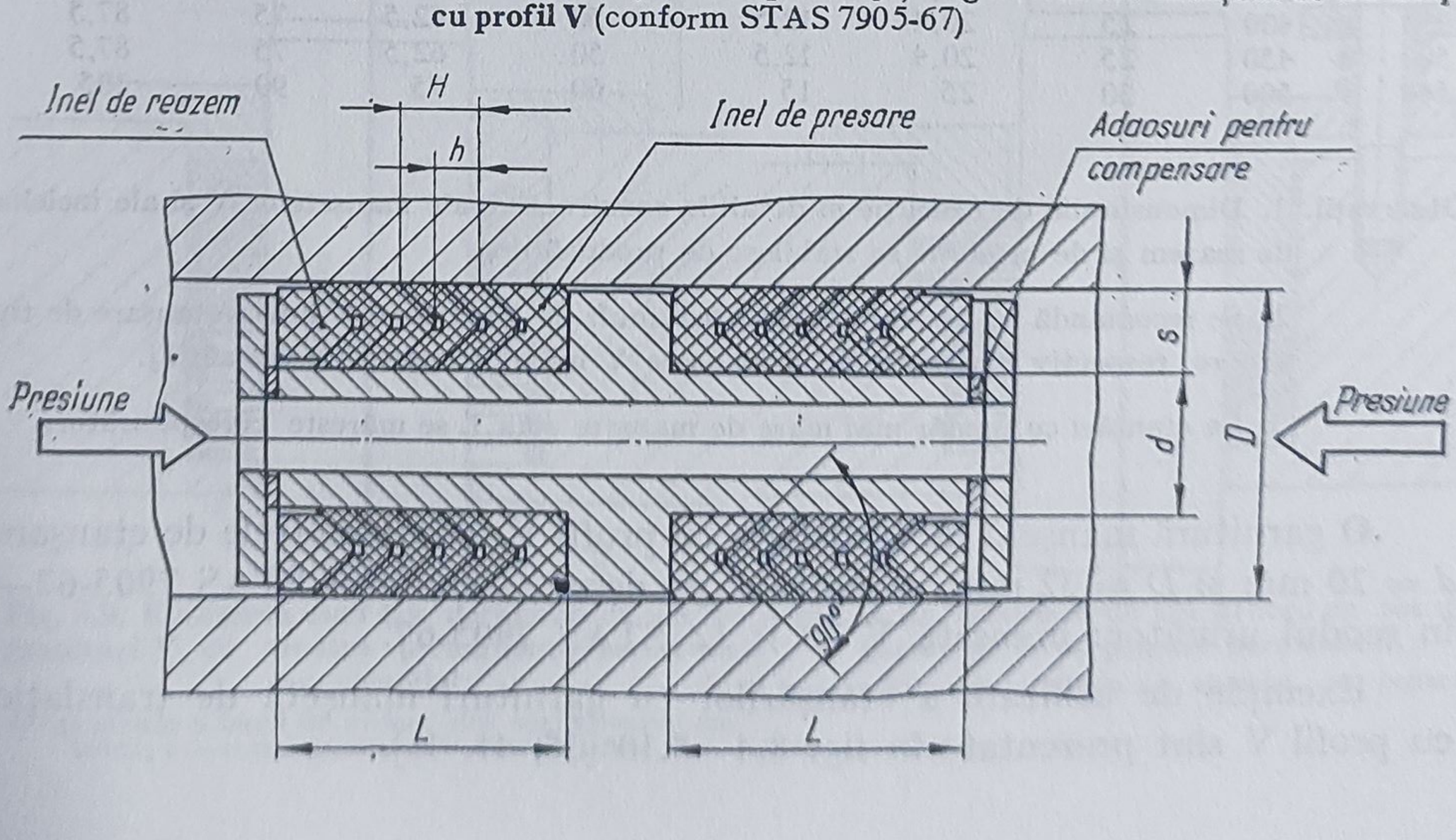
Tabelul 8.3 (continuare)

Dimensiunile, mm					L_{max}, mm			
					Numărul de manșete			
d	*D*	*s*	*H*	*h*	2	3	4	5
36	50	7	6,2	4	19	23	27	31
40	55	7,5	6,4	4	19,5	23,5	27,5	31,5
45*	60	7,5	6,4	4	19,5	23,5	27,5	31,5
50	63	6,5	6,1	4	18,5	22,5	26,5	30,5
55	70	7,5	6,4	4	19,5	23,5	27,5	31,5
63	80	8,5	6,7	4	20,5	24,5	28,5	32,5
70	90	10	8,2	5	25	30	35	40
80	100	10	8,2	5	25	30	35	40
90	110	10	8,2	5	25	30	35	40
100	125	12,5	10	6	30,5	36,5	42,5	485
110	140	15	12,3	7,5	37,5	45	52,5	60
125	150	12,5	10	6	30,5	36,5	42,5	48,5
140*	170	15	12,3	7,5	37,5	45	52,5	60
160*	190	15	12,3	7,5	37,5	45	52,5	60
180*	210	15	12,3	7,5	37,5	45	52,5	60
200*	230	15	12,3	7,5	37,5	45	52,5	60
220	250	15	12,3	7,5	37,5	45	52,5	60
250	280	15	12,3	7,5	37,5	45	52,5	60
280	320	20	16,4	10	50	60	70	80
320	360	20	16,4	10	50	60	70	80
360	400	20	16.4	10	50	60	70	80
400	450	25	20,4	12,5	62,5	75	87,5	100
450	500	25	20,4	12,5	62,5	75	87,5	100
500	560	30	20,4	12,5	62,5	75	87,5	100

Observație. Dimensiunile notate cu * se execută la cererea beneficiarului.

Tabelul 8.4

Dimensiunile locașurilor pentru etanșări de tip alezaj și a garniturilor manșetă de translație cu profil V (conform STAS 7905-67)



Tabelul 8.4 (continuare)

Dimensiunile, mm					L_{max}, mm			
					Numărul de manșete			
D	*d*	*s*	*H*	*h*	1	2	3	4
18	8	5	5,6	4	13	17	21	25
20	10	5	5.6	4	13	17	21	25
22	12	5	5,6	4	13	17	21	25
25	14	5,5	5,8	4	13,5	17,5	21,5	25,5
28	16	6	5,8	4	14	18	22	26
32	20	6	5,8	4	14	18	22	26
36	25	5.5	5,8	4	13,5	17,5	21,5	25,5
40	28	6	5,8	4	14	18	22	26
45	32	6,5	6,1	4	14,5	18,5	22,5	26,5
50	36	7	6,2	4	15	19	23	27
55	40	7,5	6,4	4	15,5	19,5	23,5	27,5
63	50	6,5	6,1	4	14,5	18,5	22,5	26,5
70	55	7,5	6,4	4	15,5	19,5	23,5	27,5
80	63	8.5	6,7	4	15,5	20,5	24,5	28,5
90	70	10	8,2	5	20	25	30	35
100	80	10	8,2	5	20	25	30	35
110	90	10	8,2	5	20	25	30	35
125	100	12,5	10	6	24,5	30,5	42,5	48.5
140	110	15	12,3	7,5	30	37,5	52,5	60
160*	130	15	12,3	7,5	30	37,5	52,5	60
180*	150	15	12,3	7,5	30	37,5	52,5	60
200*	170	15	12,3	7,5	30	37,5	52,5	60
220*	190	15	12,3	7,5	30	37,5	52,5	60
250	220	15	12,3	7,5	30	37,5	52,5	60
280	250	15	12.3	7.5	30	37,5	52,5	60
320	280	20	16,4	10	40	50	60	70
360	320	20	16,4	10	40	50	60	70
400	360	20	16,4	10	40	50	60	70
450	400	25	20,4	12,5	50	62.5	75	87,5
500	450	25	20.4	12,5	50	62,5	75	87,5
560	500	30	25	15	60	75	90	105

Observații. 1. Dimensiunile de execuție și detaliile constructive ale manșetelor V și ale inelelor de reazem și de presiune se stabilesc de producător.

2. Se recomandă să nu se folosească mai mult de 5 manșete V într-o etanșare de tip arbore, respectiv mai mult de 4 manșete V într-o etanșare de tip alezaj.

3. La etanșări cu număr mai mare de manșete cota L se mărește corespunzător.

O garnitură manșetă de translație cu profil V, cu diametrele de etanșare $d = 20$ mm și $D = 32$ mm, se notează pe desen — conform STAS 7905-67— în modul următor: manșetă V 20 × 32 STAS 7905-67.

Exemple de utilizare a etanșărilor cu garnituri manșetă de translație cu profil V sînt prezentate în fig. 8.4—8.10 [38, 41, 43].

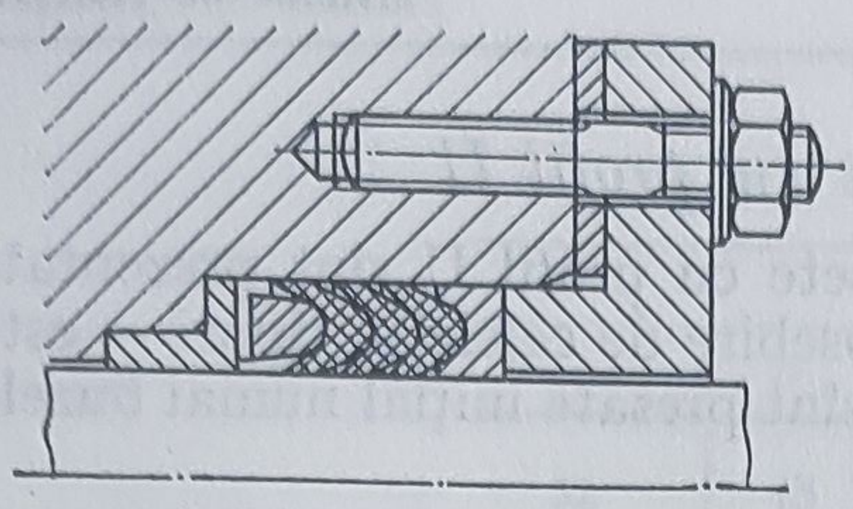


Fig. 8.4. Etanșare de tip arbore cu set de trei garnituri V.

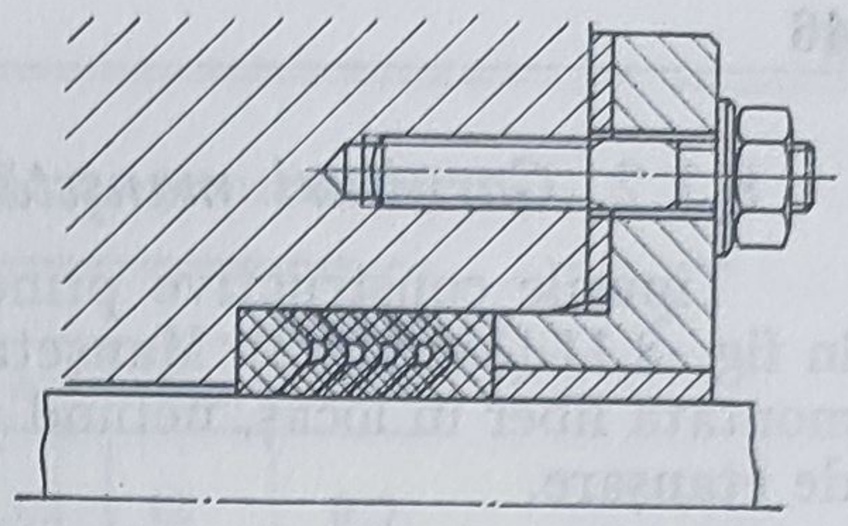


Fig. 8.5. Etanșare de tip arbore cu set de patru garnituri V; inelele de reazem și de presare sînt executate din teflon.

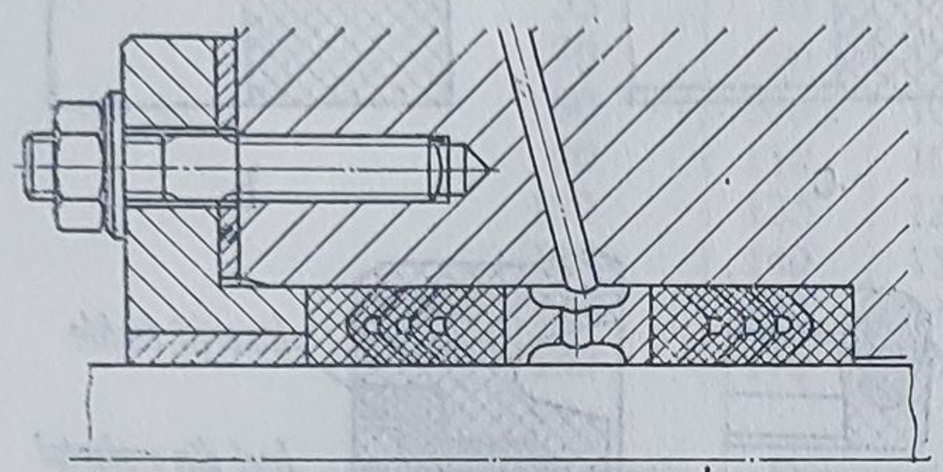


Fig. 8.6. Etanșarea unei tije de piston, în ambele sensuri, cu două seturi de garnituri V; se prevede ungerea suplimentară a garniturilor.

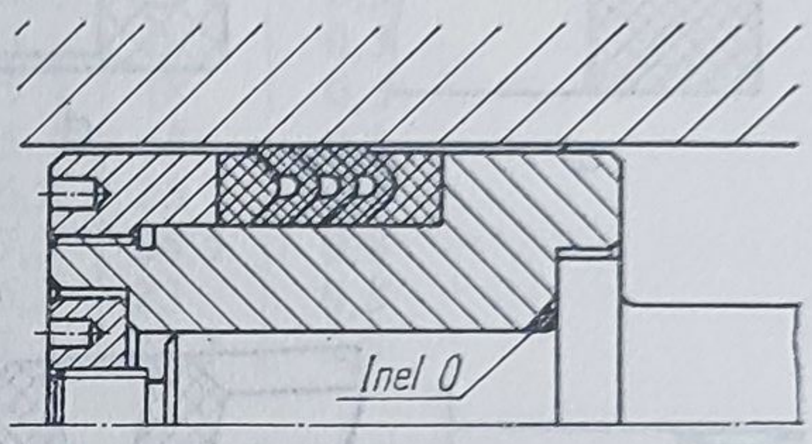


Fig. 8.7. Etanșarea unui piston cu set de garnituri V; garniturile, inelul de rezemare și inelul de presare sînt executate din teflon.

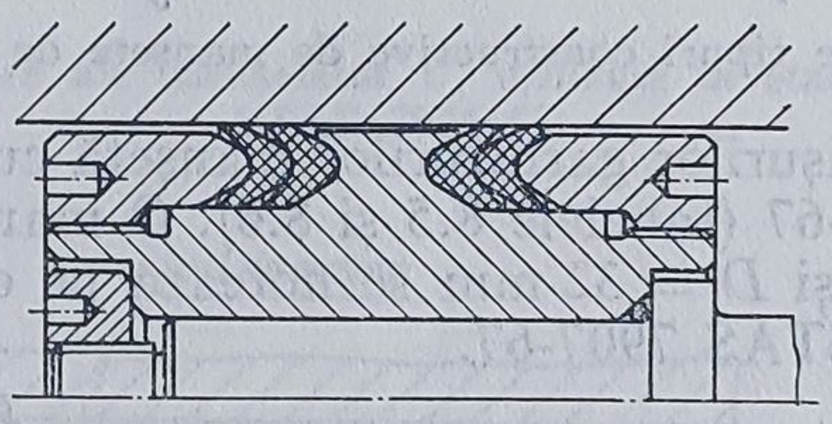


Fig. 8.8. Etanșarea unui piston, în ambele sensuri, cu garnituri cu profil V

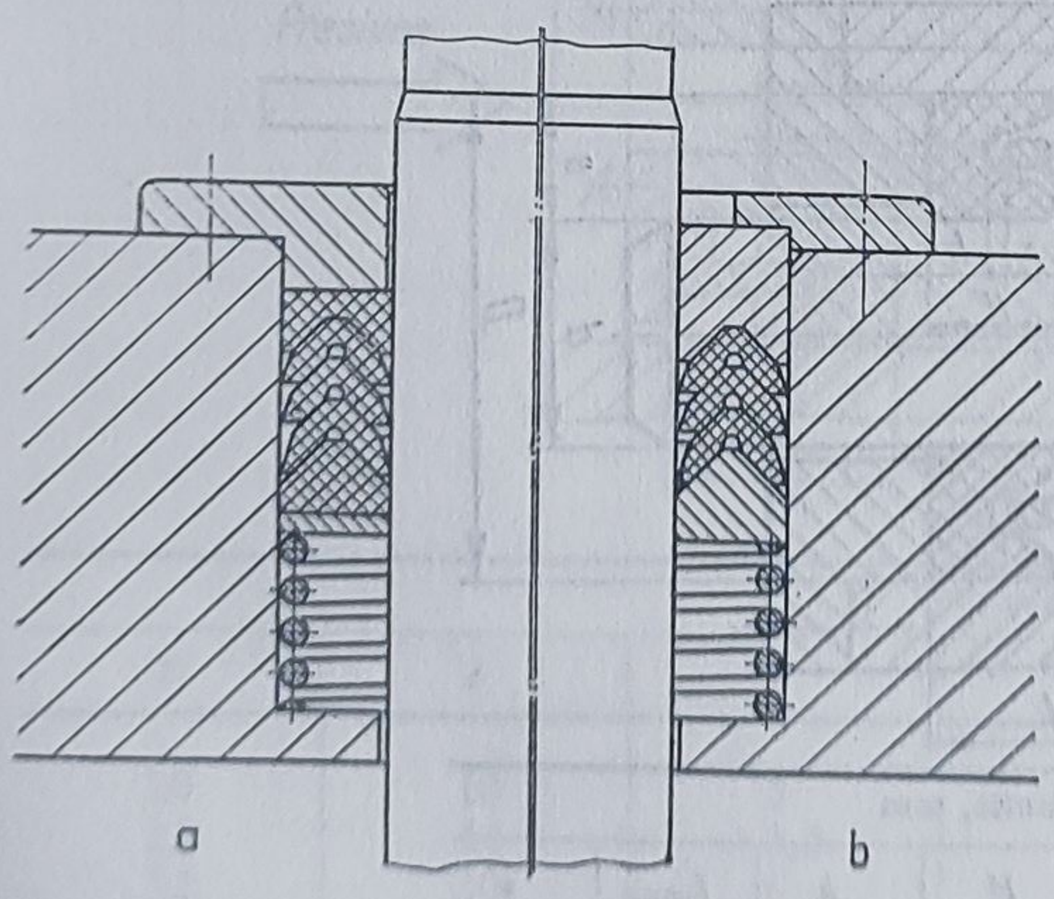


Fig. 8.9. Etanșarea unei tije de piston cu set de garnituri V, cu presare permanentă printr-un arc elicoidal;

a — garniturile și inelul de presare sînt confecționate din teflon; *b* — numai garniturile V sînt din teflon.

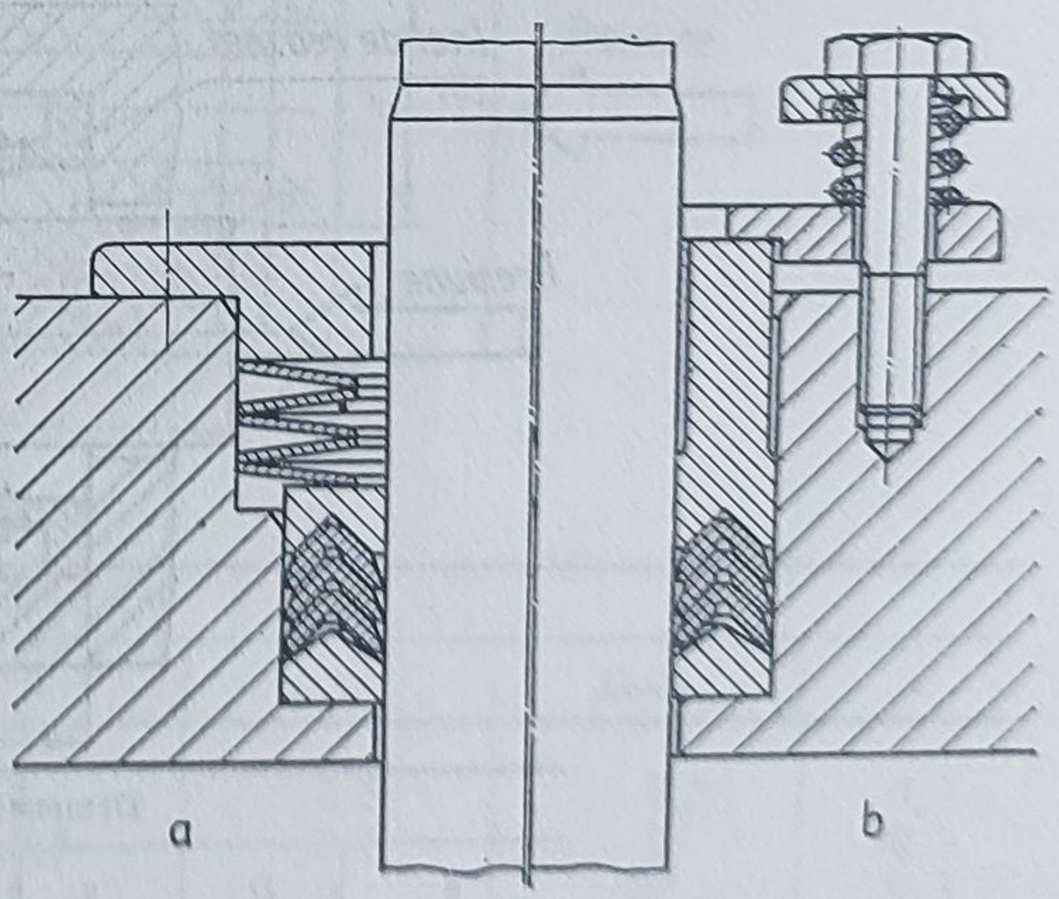


Fig. 8.10. Etanșare de tip arbore cu set de garnituri V, cu presare permanentă;

a — cu arcuri diso; *b* — cu arc elicoidal, cu reglare

8.1.2. *Garnituri manșetă de translație cu profil U*

Tipurile constructive principale de manșete cu profil U sînt prezentate în fig. 8.11 [38, 41,43]. Manșeta U — spre deosebire de celelalte tipuri — este montată liber în locaș, nefiind presată axial; sînt presate inițial numai buzele de etanșare.

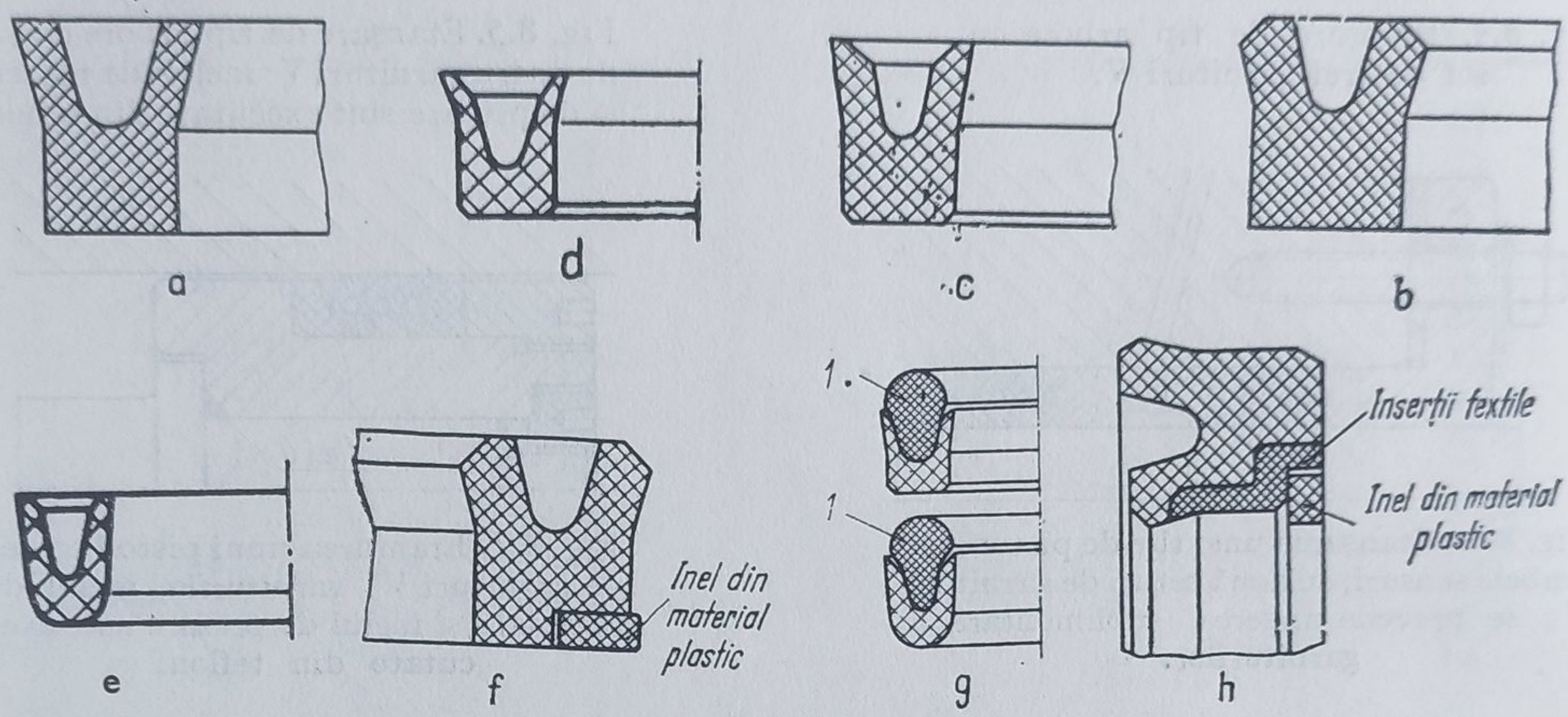
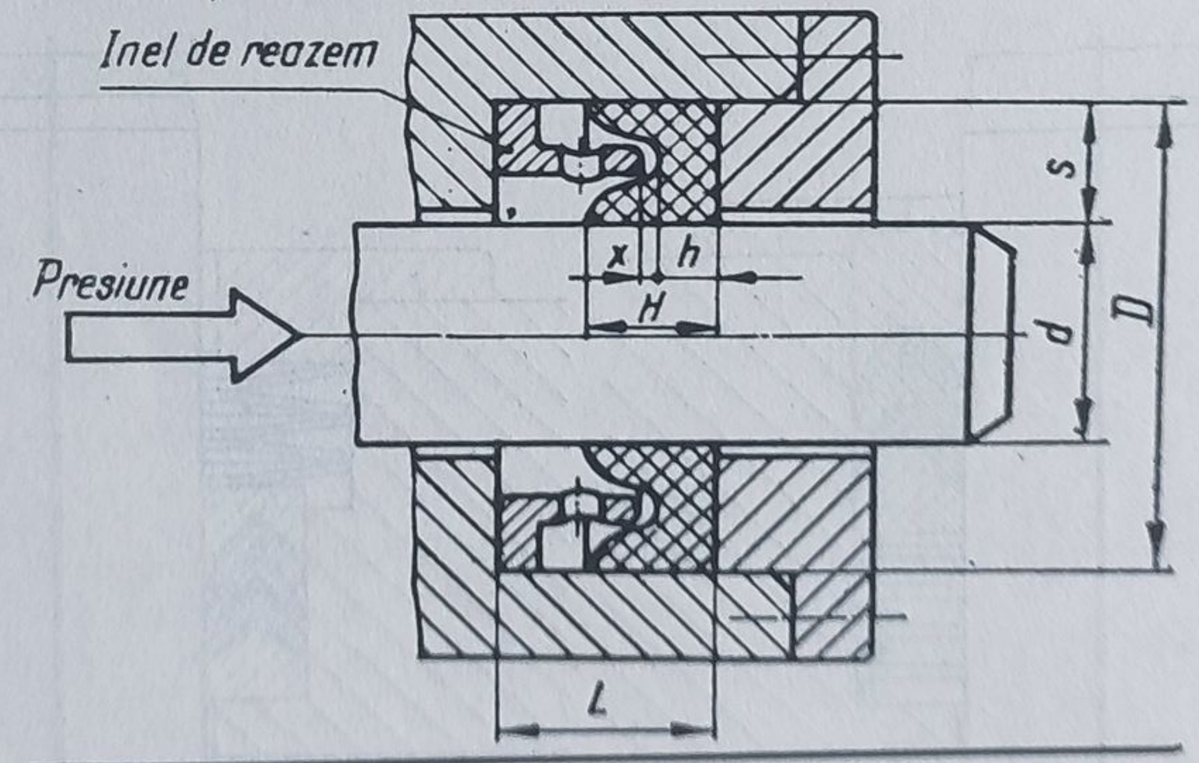


Fig. 8.11. Principalele tipuri constructive de manșete de translație cu profil U.

Dimensiunile locașurilor garniturilor manșetă cu profil U sînt standardizate prin STAS 7906-67 (tabelele 8.5 și 8.6). O manșetă U cu diametrele de etanșare $d = 20$ mm și $D = 32$ mm se notează pe desen în modul următor: manșetă U 20 × 30 STAS 7907-67.

Tabelul 8.5

Dimensiunile de montare ale manșetelor U, utilizate la etanșări de tip arbore (conform STAS 7906-67)



Dimensiunile, mm						
d	*D*	*s*	*H*	*h*	L_{max}	*x*
10	20	5	5	2,5	8,5	0,3
16	28	6	6	3	10	0,3
20	32	6	6	3	10	0,3
25	36	5,5	5,5	2,7	9	0,3

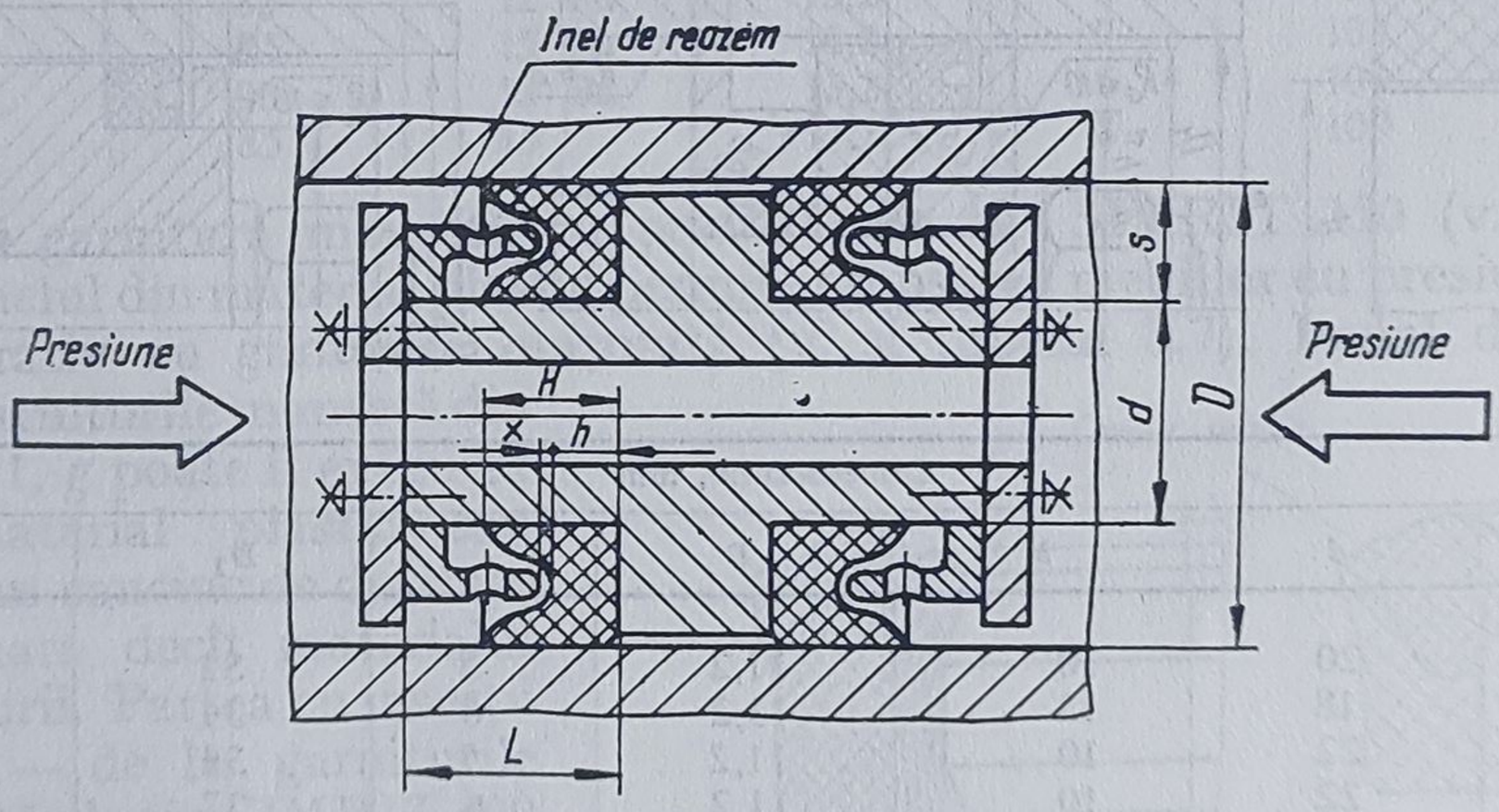
Tabelul 8.5 (continuare)

Dimensiunile, *mm*						
d	*D*	*s*	*H*	*h*	L_{max}	*x*
32	45	6,5	6,5	3,2	12	0,5
40	55	7,5	7,5	3,7	13	0,5
45	60	7,5	7,5	3,7	13	0,5
50	63	6,5	6,5	3,2	12	0,5
55	70	7,5	7,5	3,7	13	0,5
70	90	10	10	5	18	0,5
80	100	10	10	5	18	0,5
90	110	10	10	5	18	0,5
100	125	12,5	12,5	6,2	23	0,8
110	140	15	15	7,5	26,5	0,8
125	150	12,5	12,5	6,2	23	0,8
140	170	15	15	7,5	26,5	0,8

Observație. Dimensiunile de execuție și detaliile constructive ale manșetelor U se stabilesc de către producător

Tabelul 8.6

Dimensiunile de montare ale manșetelor U, utilizate la etanșări de tip alezaj (conform STAS 7906-67)



Dimensiunile, mm						
D	*d*	*s*	*H*	*h*	L_{max}	*x*
20	10	5	5	2,5	8,5	0,3
25	14	5,5	5,5	2,7	9	0,3
32	20	6	6	3	10	0,3
40	28	6	6	3	10	0,3
45	32	6,5	6,5	3,2	12	0,5
50	36	7	7	3,5	12,5	0,5
55	40	7,5	7,5	3,7	13	0,5
70	55	7,5	7,8	3,7	13	0,5

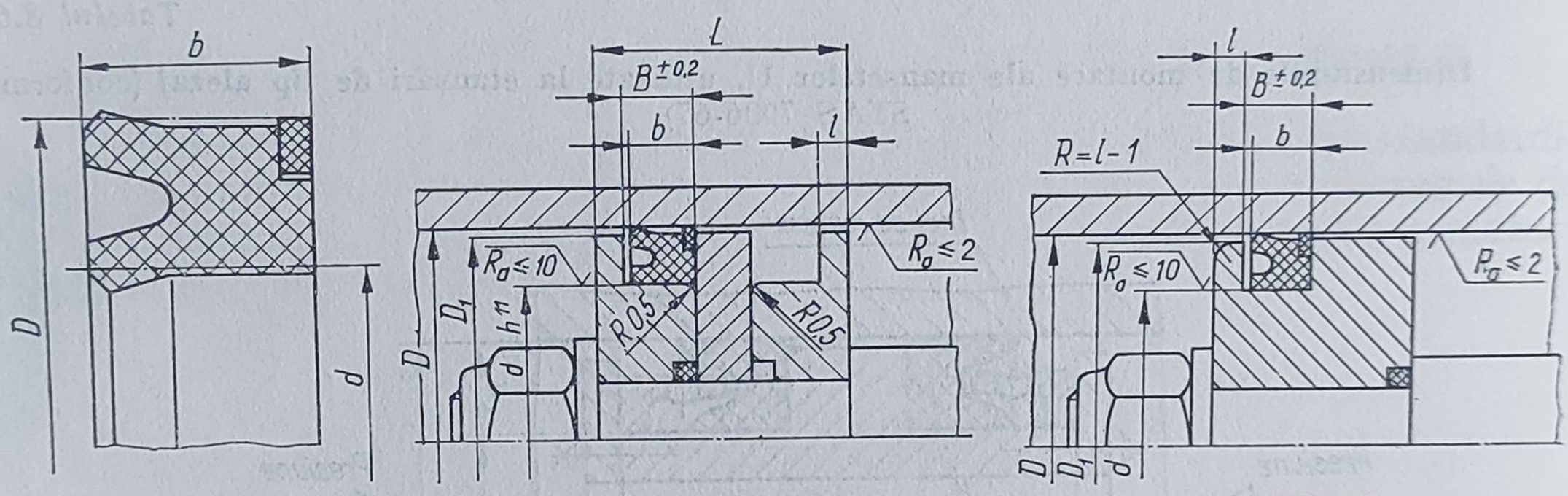
Tabelul 8.6 (continare)

Dimensiunile, mm						
D	*d*	*s*	*H*	*h*	L_{max}	*x*
80	60	10	10	5	18	0,5
80	63	8,5	8,5	4,2	15	0,5
90	70	10	10	5	18	0,5
140	110	15	15	7,5	26,5	0,8
160	130	15	15	7,5	26,5	0,8
200	170	15	15	7,5	26,5	0,8
250	220	15	15	7,5	26,5	0,8

Observație. Dimensiunile de execuție și detaliile constructive ale manșetelor U și ale inelelor de reazem se stabilesc de către producător.

Tabelul 8.7

Dimensiunile garniturilor manșetă cu profil U, de tip SIMRIT *250* [41]



Dimensiunile, mm						
D	*d*	*b*	*B*	*l*	D_1	*L*
32	20	10	11,2	5	31	42
35	18	12	13,2	6	34	50
35	22	10	11,2	5	34	42
38	22	10	11,2	6	37	42
38	25	10	11,2	5	37	42
40	20	12	13,2	7	39	50
40	25	10	12,2	6	39	44
42	22	10	11,2	7	41	44
42	30	10	11,2	5	41	45
45	25	12	13,2	7	44	50
45	30	10	11,2	6	44	44
48	28	12	13,2	7	47	50
48	35	10	11,2	5	47	44
50	30	12	13,2	7	49	50
50	35	10 Sn	11,2	6	49	44

Tabelul 8.7 (continuare)

Dimensiunile, mm						
D	*d*	*b*	*B*	*l*	D_1	*L*
55	35	12	13,2	7	54	50
55	40	10 Sn	11,2	6	54	48
60	40	12	13,2	7	59	50
60	45	10 Sn	11,2	6	59	48
63	45	12	13,2	7	62	50
65	45	12	13,2	7	64	50
65	50	10 Sn	11,2	6	64	48
70	50	12	13,2	7	69	50
70	55	12 Sn	13,2	6	69	48
75	55	12	13,2	7	74	50
75	60	12 Sn	13,2	6	74	53
80	60	12	13,2	7	79	55
80	65	12 Sn	13,2	6	79	53
82	65	12	13,2	7	81	61
85	65	12	13,2	7	84	61
85	70	12 Sn	13,2	6	84	53
90	70	12	13,2	7	89	61
90	75	12 Sn	13,2	6	89	53
95	75	12 Sn	13,2	7	95	61
95	80	12	13,2	6	94	53
100	80	15 Sn	16,2	7	99	61
100	85	12 Sn	13,2	6	99	53
105	85	15 Sn	16,2	7	104	68
105	90	12 Sn	13,2	6	104	58
110	85	15	16,2	8	109	68

La garnitura manșetă cu profil U de tip SIMRIT 250 (v. fig. 8.11, *f* [43]), inelul din material plastic permite etanșarea mediilor cu presiuni mai mari comparativ cu garnitura obișnuită (v. și tabelul 8.7). Inelul de presare *1* de la garniturile manșetă din fig. 8.11, *g* poate fi executat din material plastic sau dintr-un cauciuc de duritate mai mare decît materialul garniturii. Partea cu inserții textile — de la garniturile manșetă, de tip SIMRIT 400 (fig. 8.11, *h*) — mărește rezistența la uzură a acestor garnituri și îmbunătățește condițiile de funcționare.

Garniturile COMPACT S8, S24 și S25 (fig. 8.12) — produse de firma *Merkel KG* [41] — pot fi considerate ca o formă specială a garniturilor manșetă cu profil U.

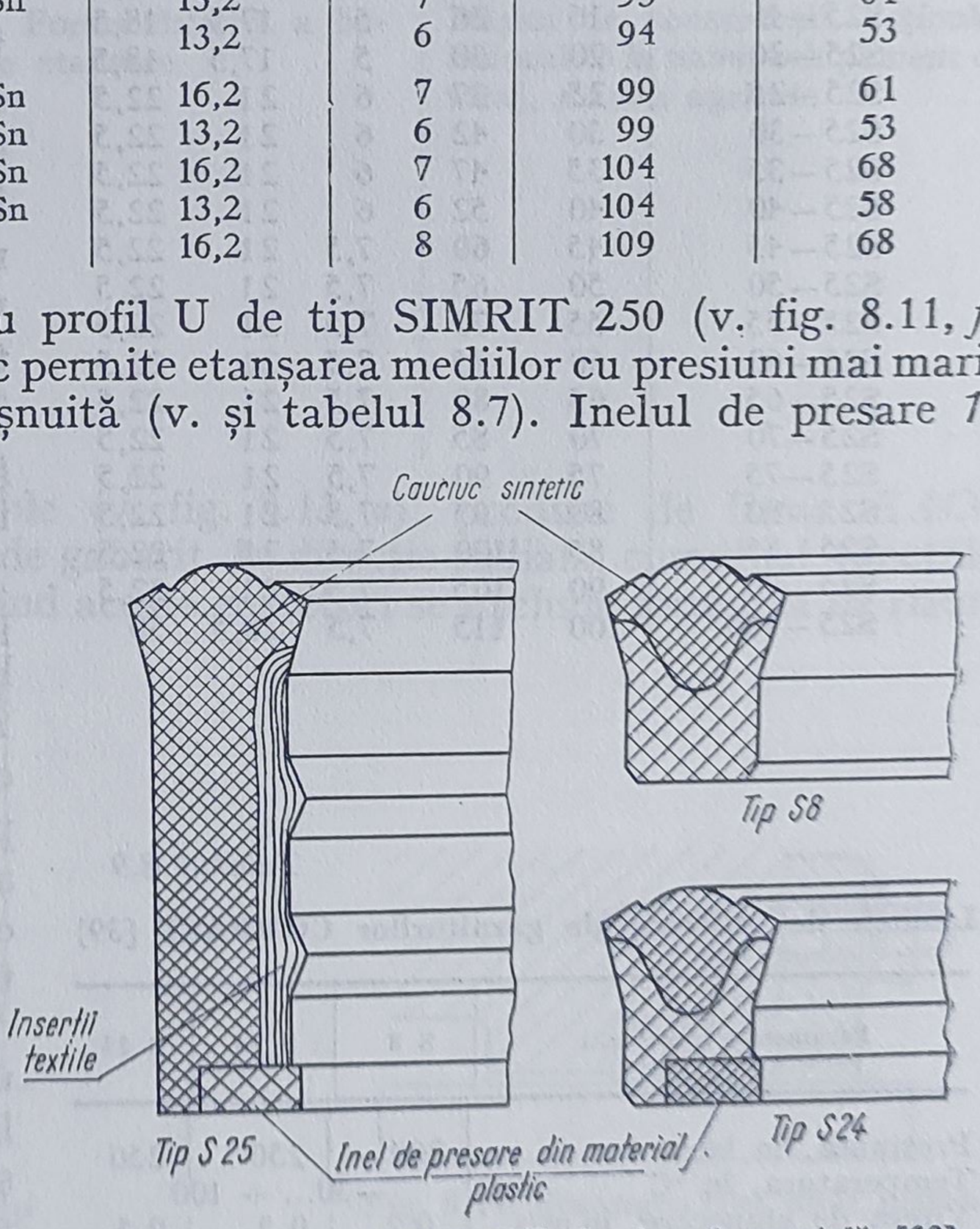
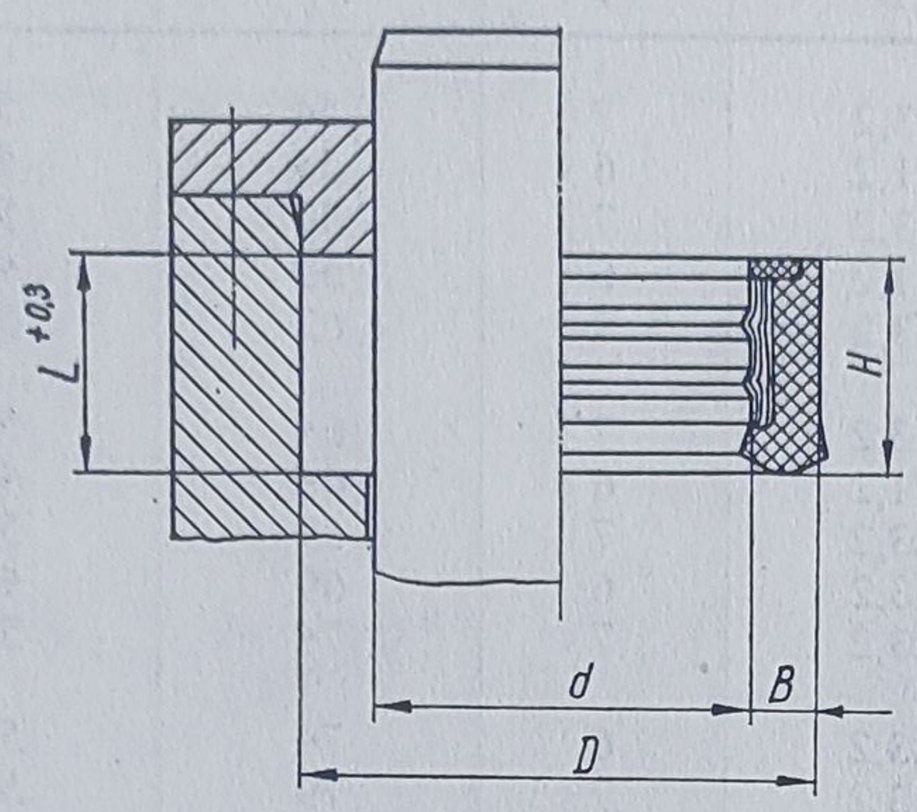


Fig. 8.12. Garnituri COMPACT de formă specială [39].

Tabelul 8.8

Dimensiunile garniturilor COMPACT tip S25 [39]



Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm				
	d	*D*	*B*	*H*	*L*
S25 — 10	10	20	5	17,5	18,5
S25—16	16	26	5	17,5	18,5
S25—20	20	30	5	17,5	18,5
S25—25	25	37	6	21	22,5
S25—30	30	42	6	21	22,5
S25—35	35	47	6	21	22,5
S25—40	40	52	6	21	22,5
S25—45	45	60	7,5	21	22,5
S25—50	50	65	7,5	21	22,5
S25—55	55	70	7,5	21	22,5
S25—60	60	75	7,5	21	22,5
S25—65	65	80	7,5	21	22,5
S25—70	70	85	7,5	21	22,5
S25—75	75	90	7,5	21	22,5
S25—80	80	95	7,5	21	22,5
S25—85	85	100	7,5	21	22,5
S25—90	90	105	7,5	21	22,5
S25—100	100	115	7,5	28,5	30

Tabelul 8.9

Limitele de utilizare ale garniturilor COMPACT [39]

Parametrul funcțional	S 8	S 24	S 25
Presiunea, în bar	200	250	250
Temperatura, în °C	−30... + 100		
Viteza de alunecare, în m/s	0,2	0,5	0,5

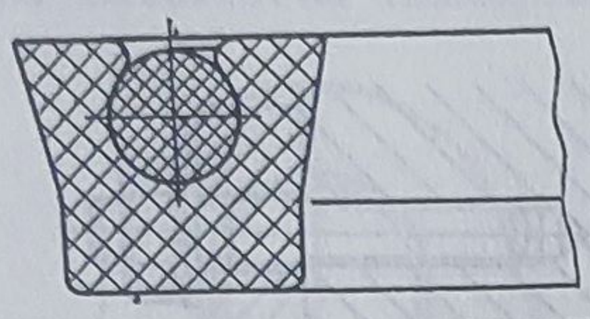
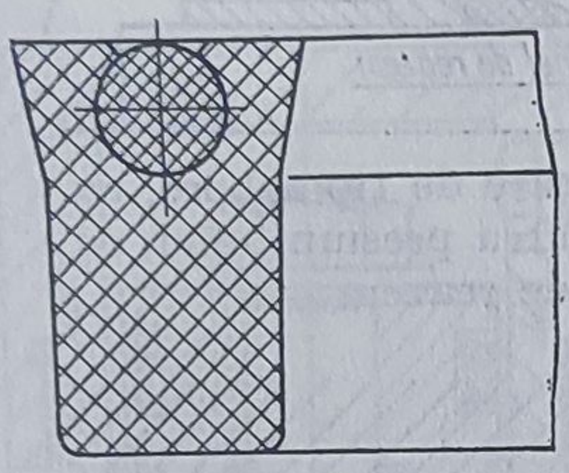
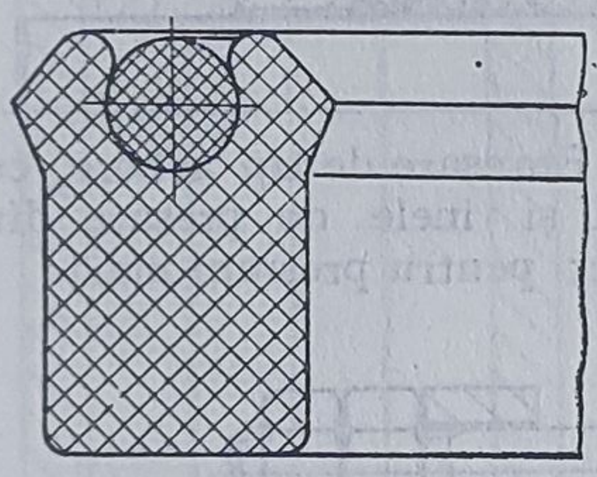
Este posibilă și funcționarea în condițiile unei ungeri necorespunzătoare ca urmare a faptului că suprafața fin structurată a părții cu inserții textile reține mediul etanșat. Partea cu inserții oferă o siguranță împotriva pătrunderii garniturii în jocurile dintre suprafețele în mișcare, micșorînd prin aceasta uzura garniturii. Existența inelului din material plastic permite solicitări mult mai mari ale garniturilor manșetă. La garniturile COMPACT tip S25 (tabelul 8.8) sînt prevăzute două buze suplimentare de etanșare (pe partea interioară a părții cu inserții textile și au o suprafață de contact mult mai mare. Se recomandă a fi utilizate la etanșarea cilindrilor hidraulici, în condiții grele de funcționare (vibrații, solicitări cu șoc). Garniturile COMPACT se montează cu joc axial în locașuri [41]. Limitele de utilizare ale garniturilor COMPACT sînt indicate în tabelul 8.9 [41].

Garniturile manșetă cu profil U tip Park-O-Pak (tabelul 8.10), fabricate de firma *Parker* [42], sînt de fapt o combinație între manșetele cu profil U și inelele O, cumulînd avantajele ambelor tipuri de etanșări și prezentînd o rezistență mare la uzură.

Pentru etanșarea pistoanelor la acționări pneumatice, la presiuni de pînă la 16 bar și $v \leqslant 0{,}5$,m/s se pot folosi garniturile manșetă de tip PD,

Tabelul 8.10

Garnituri manșetă cu profil U tip Park – O – Pak [40]

Forma secțiunii	Caracteristicile	Domeniile de utilizare
	*Tip S*. Combinație între manșete cu profil U și inele 0; rezistență mare la uzură.	Etanșarea tijelor și plunjerelor, în acționările pneumatice și hidraulice, la presiuni de $\leqslant$250 bar
	*Tip T*. Asemănător cu tipul S, cu o lungime mai mare, asigurînd o stabilitate mai mare a etanșării	Mașini de construcții, prese, mașini agricole, tractoare, acționări hidraulice în industria minieră, (acționări cu șoc, la presiuni înalte)
	*Tip B*. Forma diferită a buzelor de etanșare	Mașini de construcții, acționări hidraulice la nave, echipament de foraj, mașini agricole

simple (fig. 8.13, *b*) sau duble (v. fig. 8.13, *a*), produse de firma *KACO* [39], care au dimensiuni mici de gabarit, în direcție radială, cumulînd funcțiile de etanșare și ghidare. Utilizînd aceste garnituri se exclude formarea de rizuri

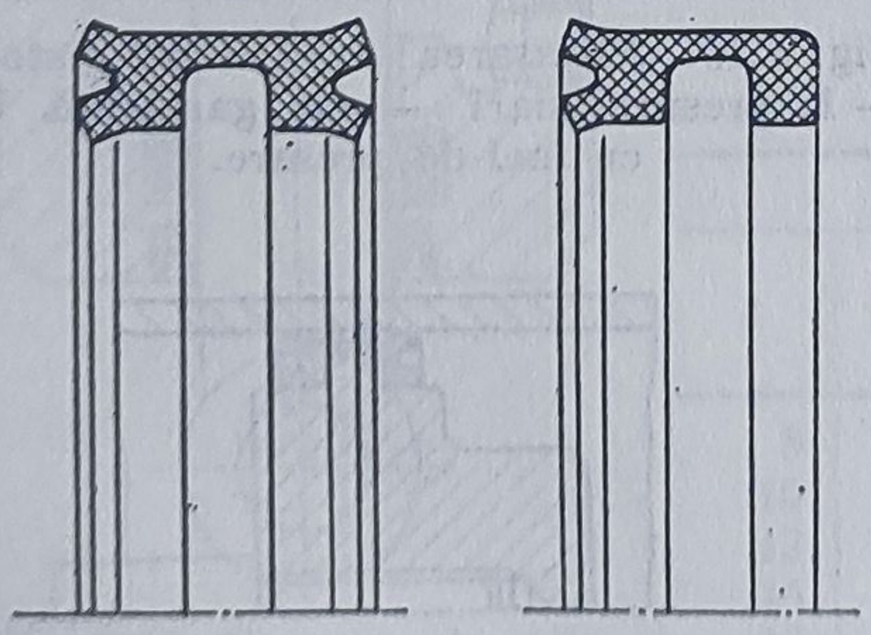


Fig. 8.13. Garnituri manșetă de tip PD, KACO [37]

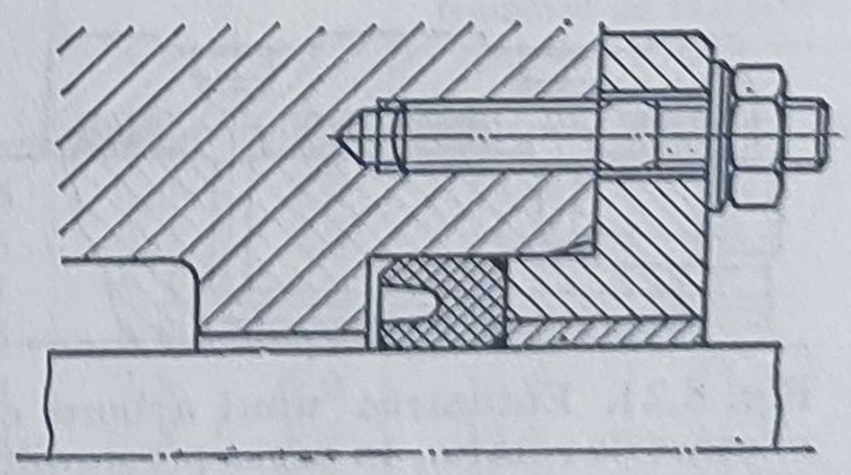


Fig. 8.14. Etanșarea tijei unui piston cu garnituri U, pentru presiuni mici-

— ca urmare a inexistenței contactului nemijlocit al pistonului cu cilindrul — ceea ce este avantajos în cazul cilindrilor executați din aliaje ușoare sau din materiale plastice [39].

În fig. 8.14—8.23 sînt prezentate cîteva exemple de utilizare a diferitelor tipuri constructive de garnituri manșetă cu profil U [38, 39, 14—43].

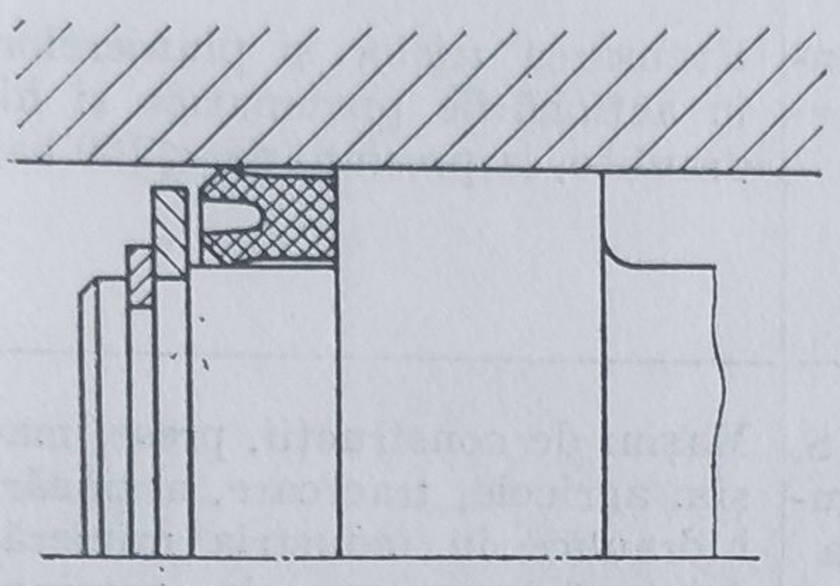


Fig. 8.15. Etanșarea unui piston cu garnituri U, montate liber.

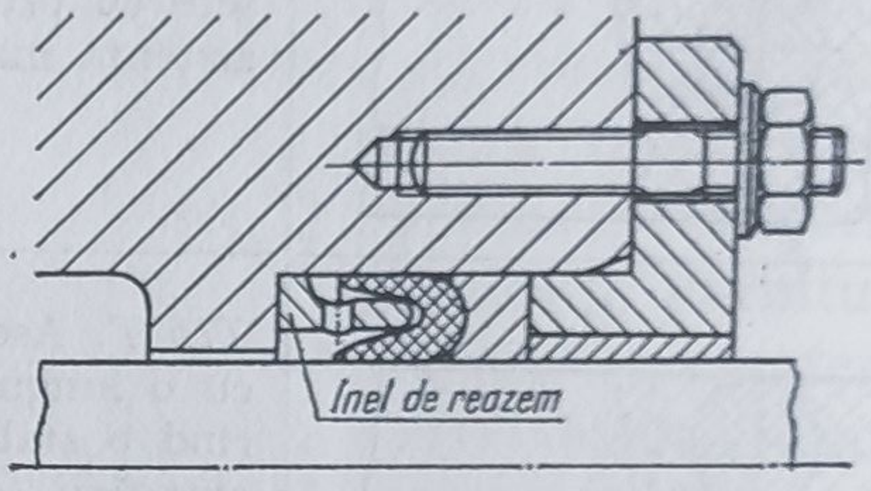


Fig. 8.16. Etanșare de tip arbore, cu garnituri U; pentru presiuni mici, cu inel de reazem.

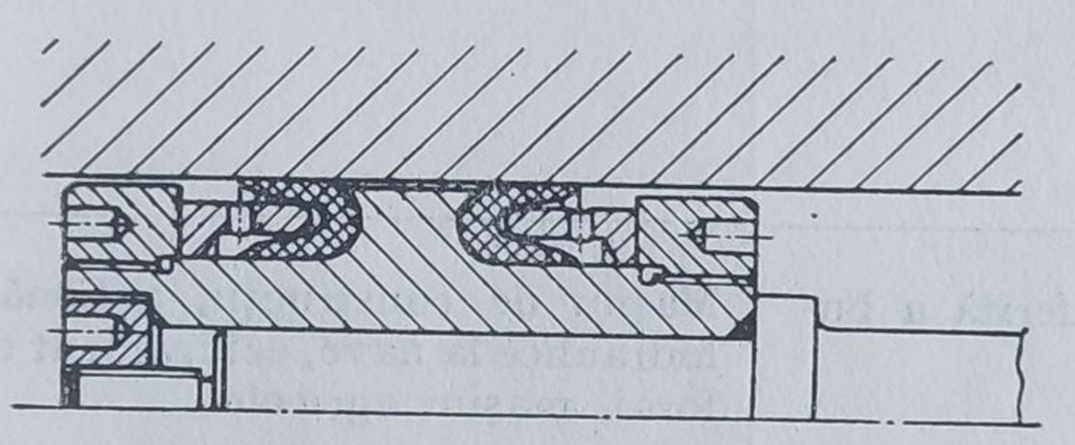


Fig. 8.17. Etanșare de tip alezaj, cu garnituri U și inele de reazem, în ambele sensuri; pentru presiuni mici.

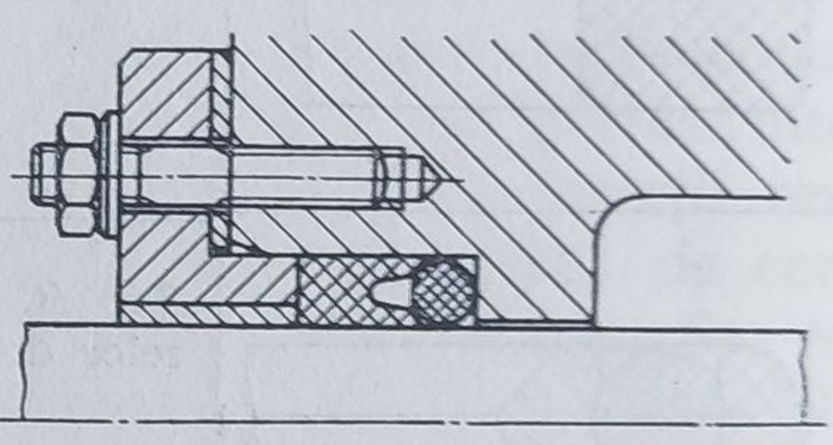


Fig. 8.18. Etanșare de tip arbore, cu garnituri U și inele de presare din cauciuc; pentru presiuni mari.

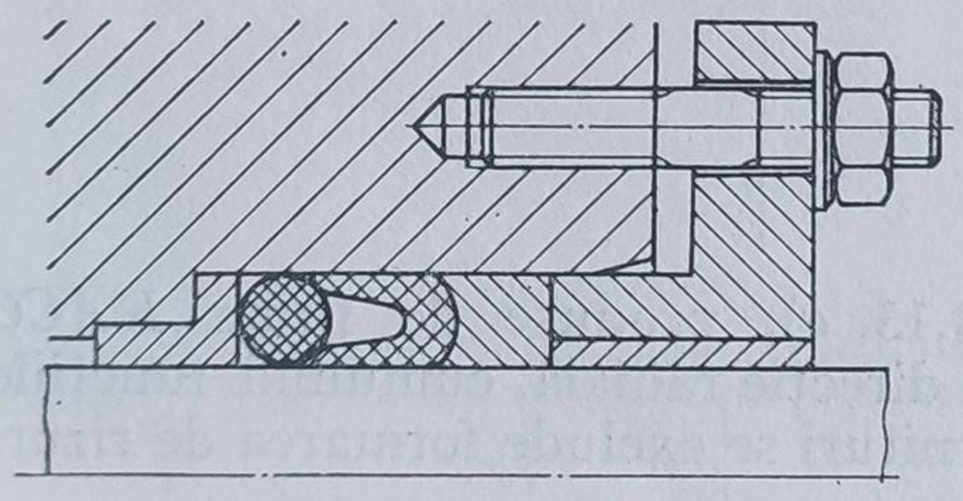


Fig. 8.19. Etanșare de tip arbore cu garnituri U și inel de presare din cauciuc; forța de presare a garniturii se poate regla manual.

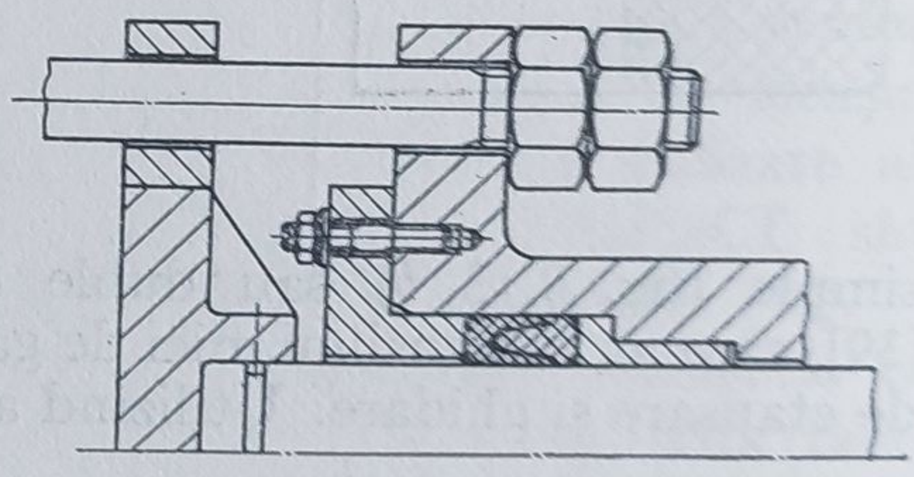


Fig. 8.20. Etanșarea tijei unui piston — la presiuni mari — cu garnitură U cu inel de presare.

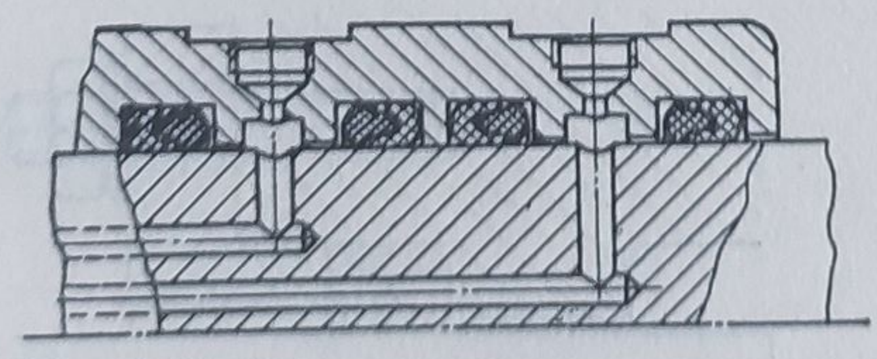


Fig. 8.21. Etanșarea unui arbore cu mișcare de rotație, în cazul presiunilor de valoare medie ale mediului etanșat.

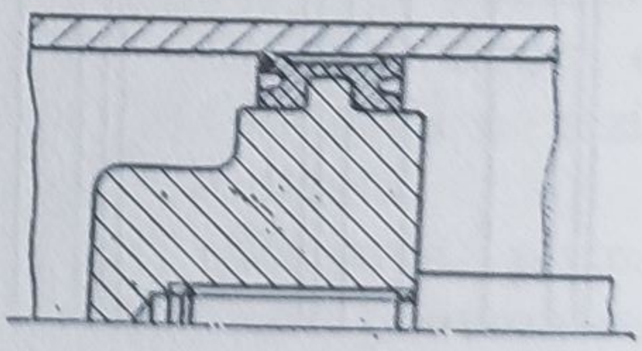


Fig. 8.22. Etanșarea unui cilindru de acționare hidraulic cu garnituri U de tip

8.1.3. *Garnituri manșetă de translație cu profil* J

Aceste garnituri sînt formate dintr-o buză de etanșare lungă și elastică, continuată cu o parte mai rigidă (fig. 8.24) ; buza de etanșare poate fi dispusă în interiorul manșetei — pentru etanșarea tijelor (fig. 8.24, *d-f*, manșete de tip JI, pentru etanșări de tip arbore) — sau în exteriorul acesteia — pentru etanșarea pistoanelor (fig. 8.24, *a-c*, manșete de tip JE, pentru etanșări tip alezaj).

Se produc și manșete J mai rigide, cu buza de etanșare mai scurtă (v. fig. 8.24, *b*, *c*, *e* și *f*), folosite, în special, în cazurile în care se impun durate mari de funcționare, în condițiile unor interstiții mari și al unor solicitări importante.

În STAS 7910-67 se prevăd dimensiunile de montaj ale garniturilor manșetă de translație cu profil JI (tabelul 8.11).

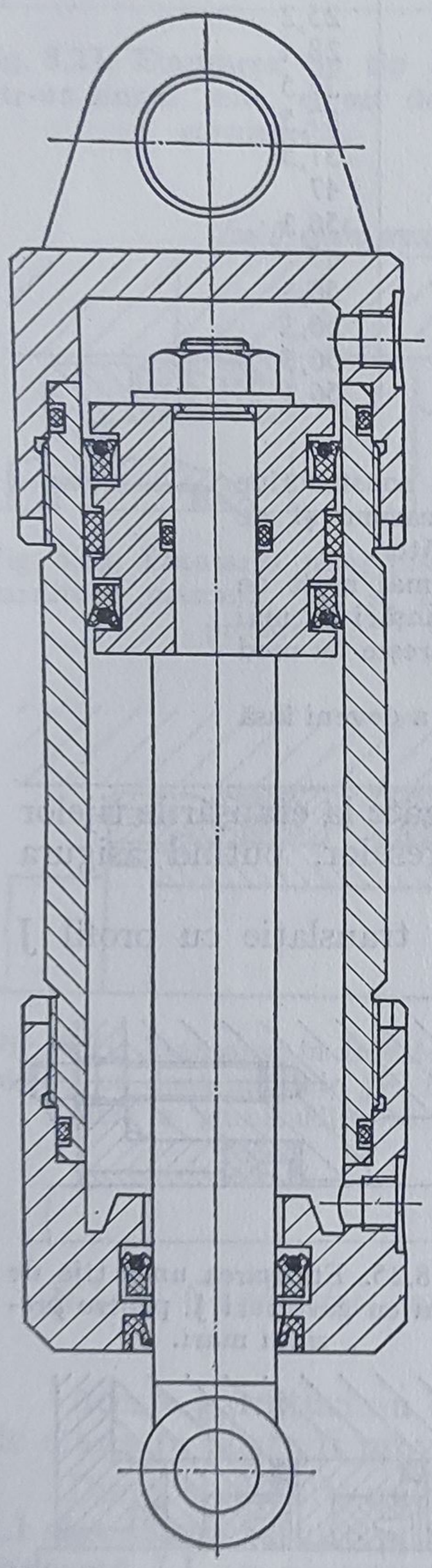
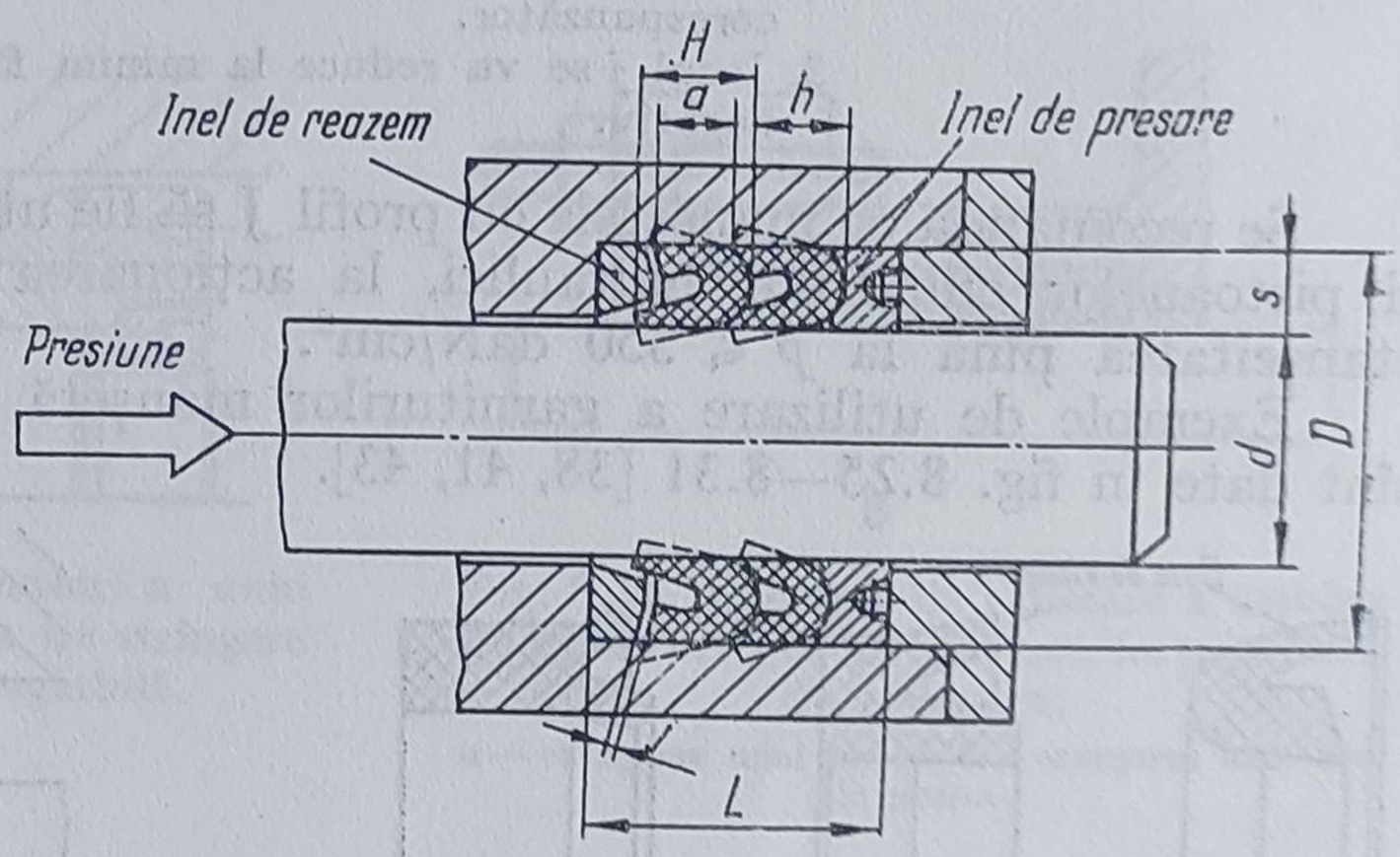


Fig. 8.23. Exemplu de utilizare a manșetelor duble tip PD la etanșarea pistoanelor executate din materiale plastice sau aliaje ușoare [37]

Tabelul 8.11

Dimensiunile de montaj ale garniturilor manșetă de translație, cu profil JI (conform STAS 7910-67),



Dimensiunile, mm						L_{max}	
						Numărul de manșete	
d	*D*	*s*	*H*	*h*	*a*	1	2
8	18	5	8,8	6,5	5,8	14,5	20,3
10	20	5	8,8	6,5	5,8	14,5	20,3
12	22	5	8,8	6,5	5,8	14,5	20,3
16	28	6	10,4	7,8	6,9	16,6	23,5
18	30	6	10,4	7,8	6,9	16,6	23,5
20	32	6	10,4	7,8	6,9	16,6	23,5
25	36	5,5	9,7	7,2	6,3	15,6	21,9
36	50	7	12,2	9,1	8	18,7	26,7
40	55	7,5	12,8	9,8	8,6	19,8	28,4

Tabelul 8.11 (continuare)

Dimensiunile, mm						L_{max}	
						Numărul de manșete	
d	D	s	H	h	a	1	2
45	60	7,5	12,8	9,8	8,6	19,8	28,4
50	63	6,5	11,4	8,5	7,5	17,7	25,2
55	70	7,5	12,8	9,8	8,6	19,8	28,4
70	90	10	17,3	13	11,5	26	37,5
80	100	10	17,3	13	11,5	26	37,5
90	110	10	17,3	13	11,5	26	37,5
100	125	12,5	21,5	16,3	14,4	32,6	47
110	140	15	25,7	19,5	17,3	39	56,3
125	150	12,5	21,5	16,3	14,4	32,6	47
140	170	15	25,7	19,5	17,3	39	56,3
160	190	15	25,7	19,5	17,3	39	56,3
180	210	15	25,7	19,5	17,3	39	56,3
200	230	15	25,7	19,5	17,3	39	56,3

Observații. 1. Dimensiunile de execuție și detaliile constructive ale manșetelor JI și ale inelelor de reazem și de presiune se stabilesc de către producător.
2. Se recomandă să nu se folosească mai mult de două manșete într-o etanșare. La etanșări cu mai mult de două manșete, cota L se mărește în mod corespunzător.
3. Jocul j se va reduce la minim fără a deveni însă negativ.

Se recomandă ca manșetele cu profil J să fie utilizate la etanșările tijelor și pistoanelor cilindrilor hidraulici, la acționarea preselor, putînd asigura etanșeitatea pînă la $p \leqslant 350$ daN/cm^2.

Exemple de utilizare a garniturilor manșetă de translație cu profil J sînt date în fig. 8.25—8.31 [38, 41, 43].

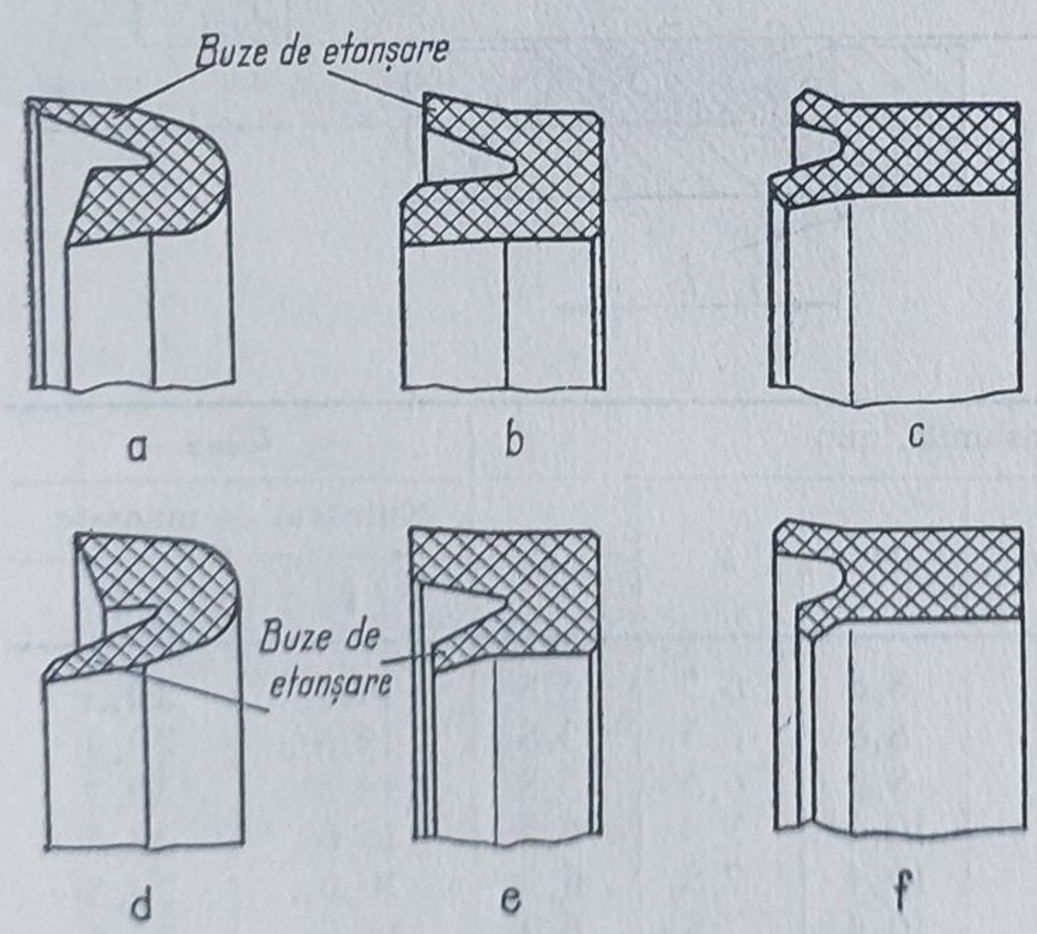


Fig. 8.24. Principalele soluții constructive ale garniturilor manșetă de translație cu profil J.

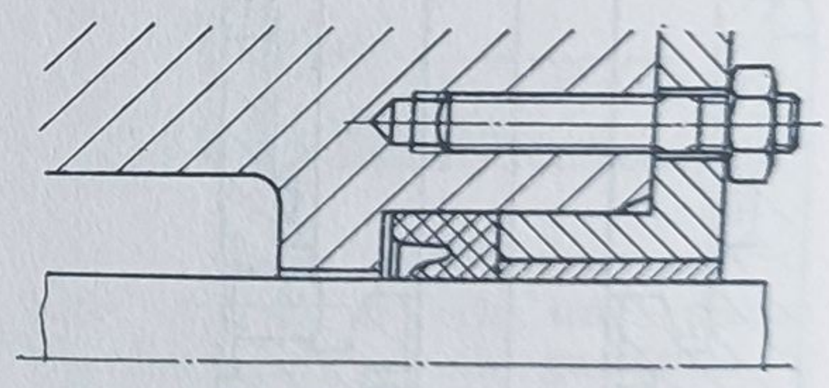


Fig. 8.25. Etanșarea unei tije de piston cu garnituri J, pentru presiuni mari.

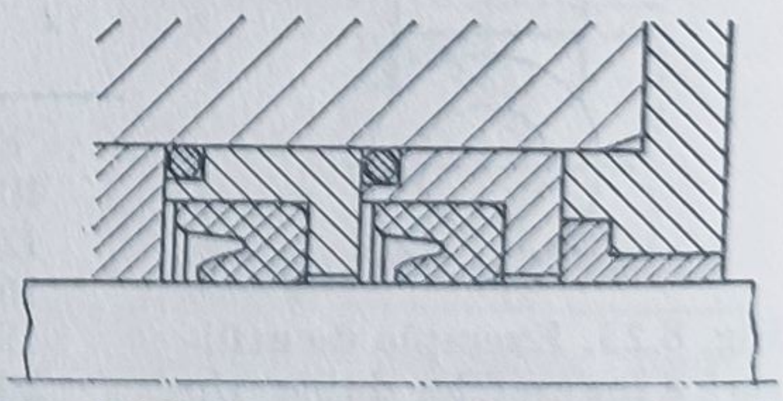


Fig. 8.26. Etanșarea tijei de piston, în cazul unor presiuni mari ale mediului etanșat, cu două garnituri J.

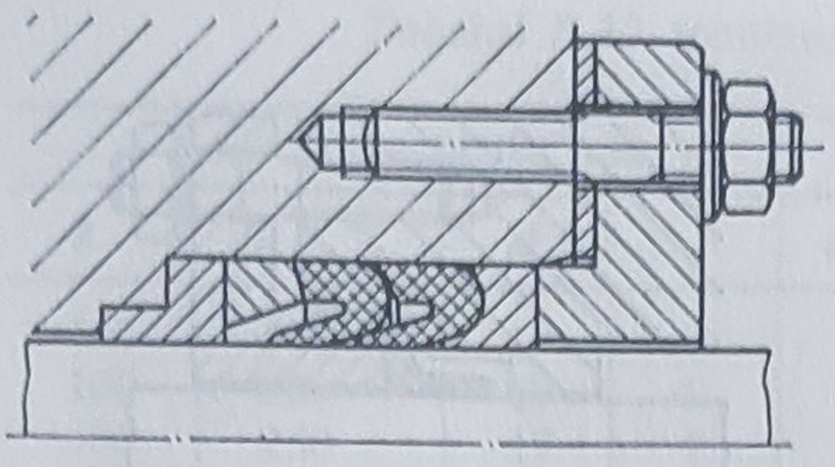


Fig. 8.27. Etanșarea de tip arbore, într-un singur sens, cu set de două garnituri J.

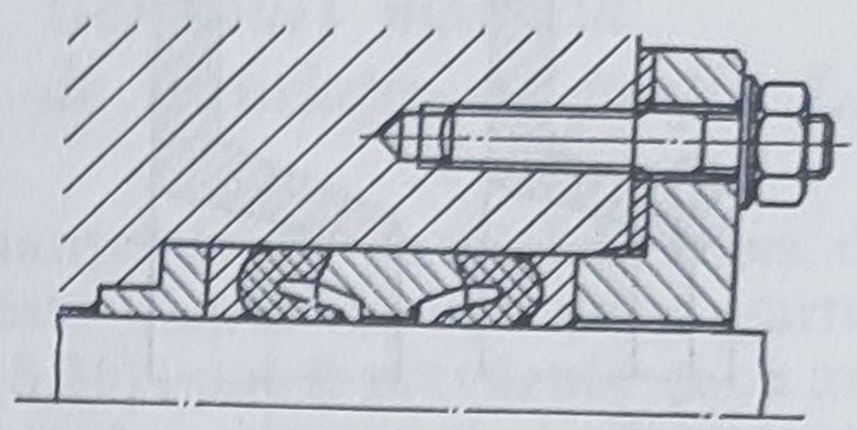


Fig. 8.28. Etanșare de tip arbore, în ambele sensuri, la presiuni mici, cu garnituri J.

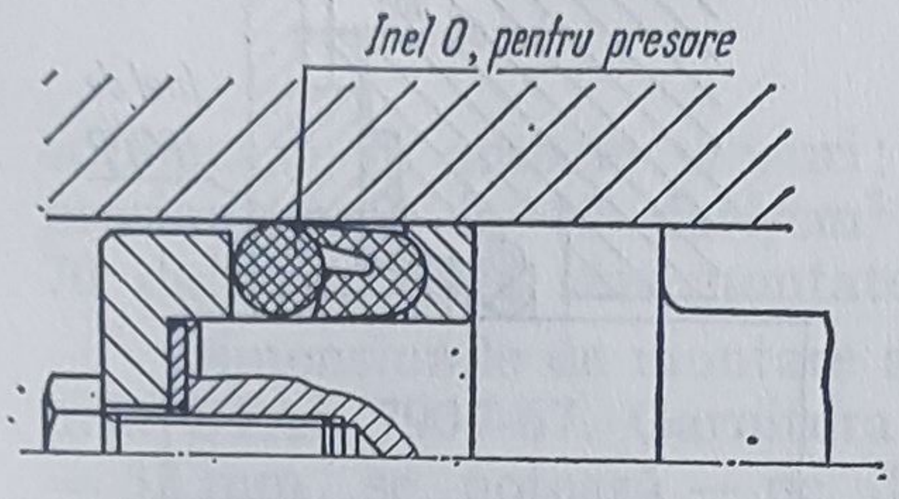
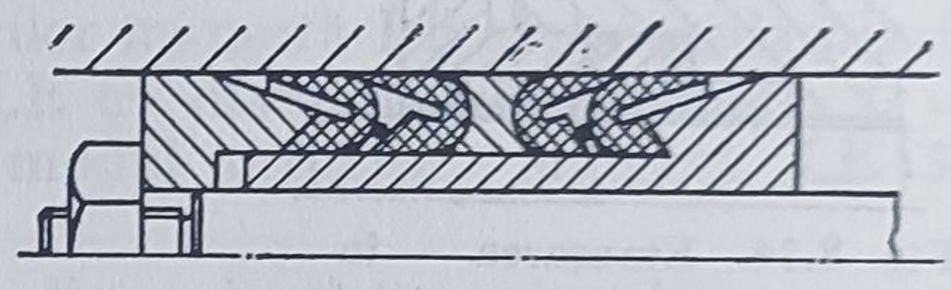
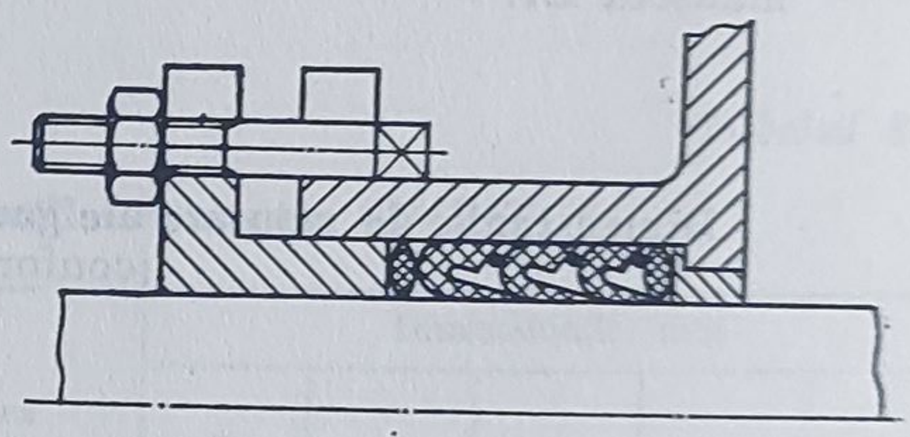


Fig. 8.29. Etanșarea unui piston cu garnitură manșetă JE și inel de presare.



a



b

Fig. 8.30. Exemple de utilizare a setului de garnituri JE, cu reglarea forței axiale de strîngere:

a — etanșarea unui piston; *b* — etanșarea unei tije de piston.

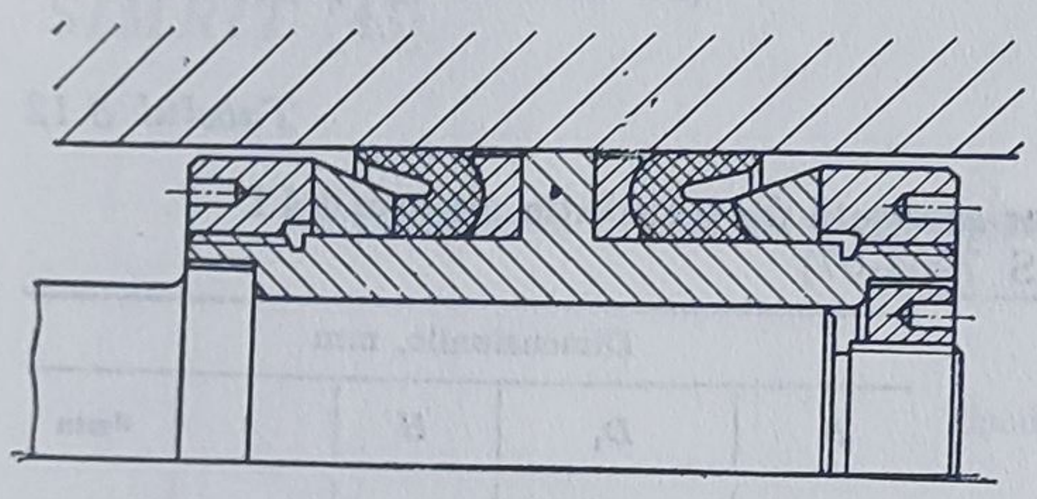


Fig. 8.31. Etanșarea în ambele sensuri a unui piston, cu două manșete JE; forța de strîngere axială a garniturilor este reglabilă.

8.1.4. *Garnituri manșetă de translație cu profil LI*

Aceste garnituri au buza de etanșare situată la interior (fig. 8.32); buza de etanșare poate fi prevăzută și cu un arc elicoidal de presare (fig. 8.32, *a*).

Dimensiunile de montare ale garniturilor manșetă de translație cu profil LI sînt standardizate prin STAS 7908-67 (tabelul 8.12). Pe desen, o garnitură manșetă LI cu diametrul arborelui $d = 20$ mm, se notează conform STAS 7908-67 astfel: manșetă LI 20 STAS 7908-67.

În fig. 8.33—8.35 sînt prezentate exemple de montare a garniturilor manșetă cu profil LI [41, 43].

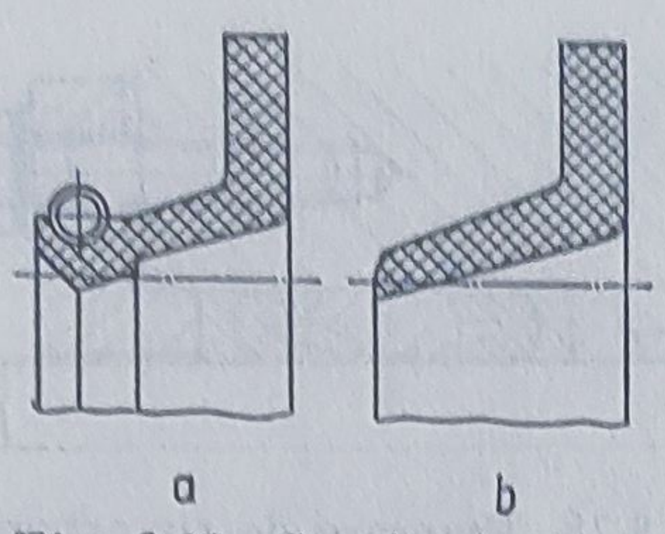


Fig. 8.32. Garnituri manșetă de translație cu profil LI.

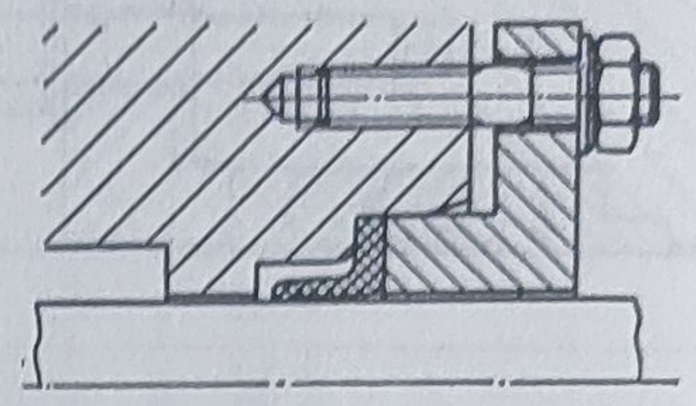


Fig. 8.33. Etanșarea tijei unui piston cu garnitură manșetă LI.

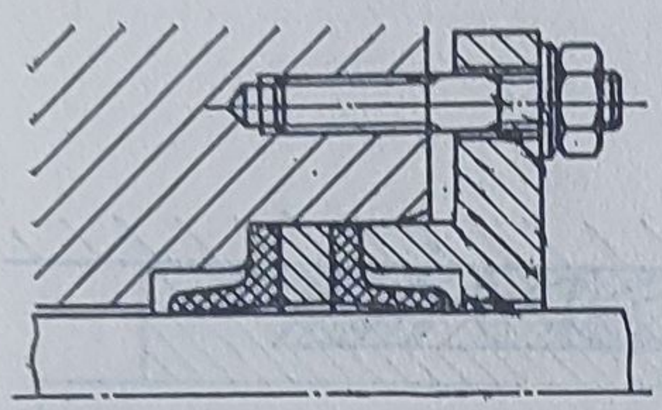


Fig. 8.34. Etanșarea — în ambele sensuri — a tijei unui piston, cu garnitură-manșetă LI.

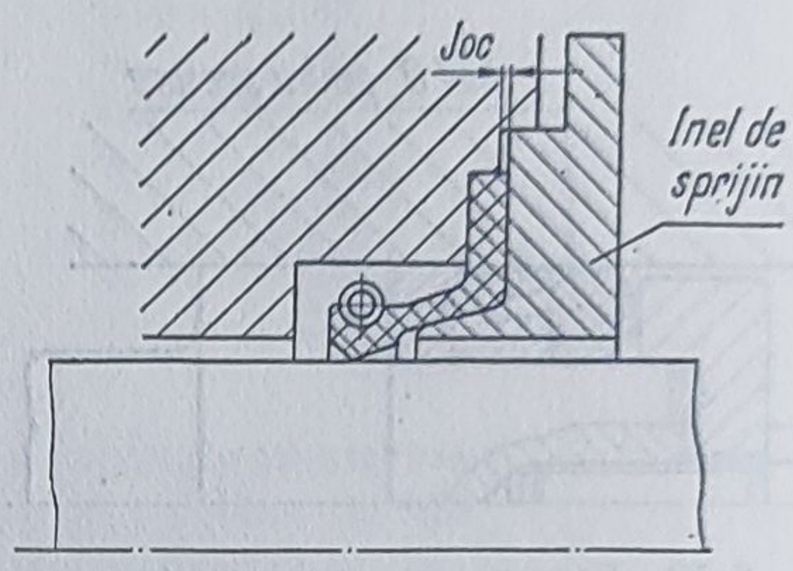
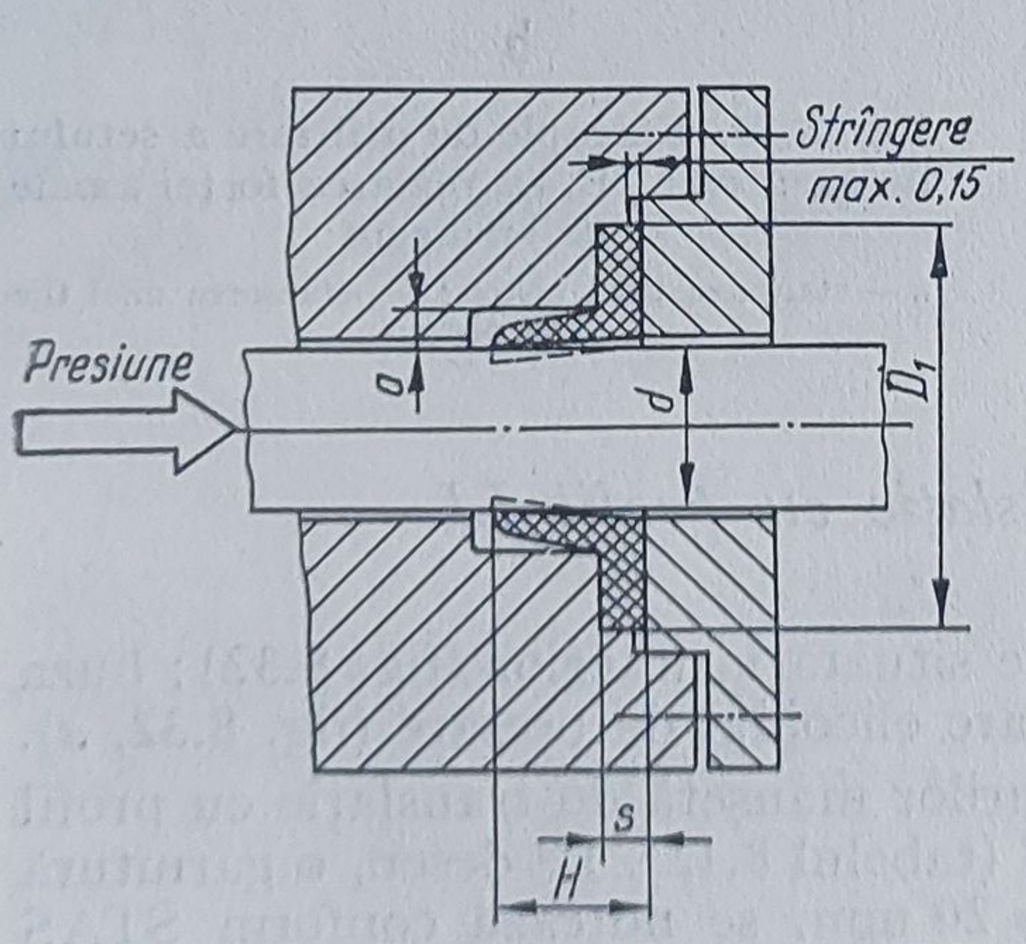


Fig. 8.35. Etanșare de tip arbore, cu garnitură-manșetă LI cu arc, utilizată în cazul presiunilor mari (cu inel de sprijin).

Tabelul 8.12

Dimensiunile de montare ale garniturilor manșetă de translație cu profil LI
(conform STAS 7908-67)



Dimensiunile, mm				
d	D_1	H	s	a_{min}
6	20	6	2	2,5
8	20	6	2	2,5
10	25	6	2	2,5
14	32	8	2	2,5
18	32	8	2	2,5
20	40	8	2	2,5
25	50	10	2,5	3
28	50	10	2,5	3
32	60	10	2,5	3
36	60	12	3	3,5
40	70	12	3	3,5
45	70	12	3	3,5
50	80	12	3	3,5
55	80	14	3,5	4
63	90	14	3,5	4
70	100	14	3,5	4
80	110	14	3,5	4
90	125	14	3,5	4
100	140	14	3,5	4
110	160	17	4	4,5
125	180	17	4	4,5

Tabelul 8.12 (continuare)

Dimensiunile, mm				
d	D_1	H	s	a_{min}
140	200	17	4	4,5
160	220	17	4	4,5
180	250	17	4	4,5
200	280	17	4	4,5

Observație. Dimensiunile de execuție și detaliile constructive ale manșetelor LI se stabilesc de producător.

8.1.5. *Garnituri manșetă de translație cu profil LE*

La manșetele cu profil LE buza de etanșare este dispusă la exteriorul garniturii (fig. 8.36); pot fi prevăzute și cu arc elicoidal pentru presarea suplimentară a garniturii pe suprafața etanșată (fig. 8.36, *a* și *e*).

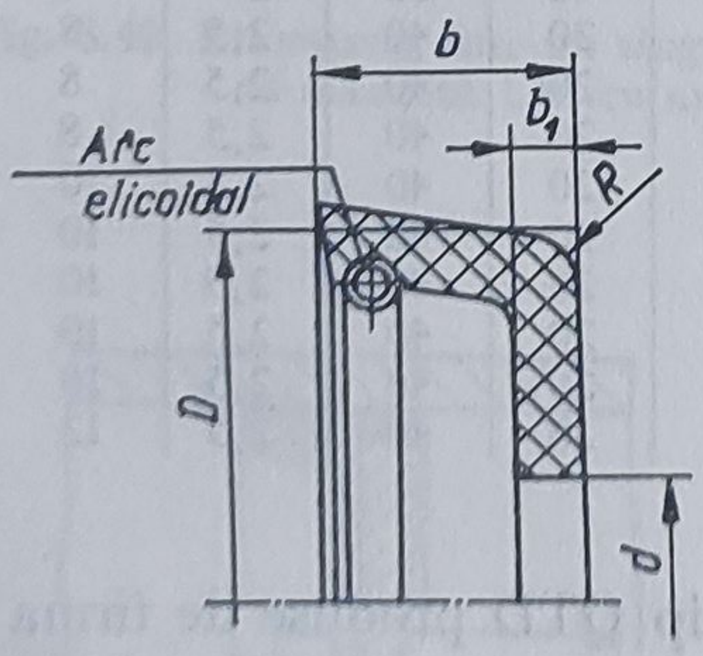
Manșetele LE duble (fig. 8.36, *e* și *f*) se folosesc la etanșarea pistoanelor, în cazul în care presiunea fluidului etanșat acționează în ambele sensuri; se întrebuințează la etanșarea mediilor cu presiuni pînă la 10 daN/cm² dacă sînt fără inel de sprijin, sau pînă la 70 daN/cm² dacă sînt montate inele de sprijin.

Dimensiunile de montare ale garniturilor manșetă LE sînt standardizate prin STAS 7907-67. Garnitura manșetă LE cu diametrul de etanșare $D = 32$ mm se notează — pe desen — în modul următor: Manșetă LE 32 STAS 7907-67.

În tabelele 8.13 și 8.14 sînt indicate dimensiunile garniturilor manșetă LE, cu arc elicoidal de presare, simple și respectiv duble, produse de firma *SIMRIT* [43].

Tabelul 8.13

Dimensiunile garniturilor manșetă, cu profil LE, de tip SIMRIT [41]



Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm				
	D	d	b	b_1	R
T 20,4 — 1	20,4	0	8	2,5	0
T 30 — 14	30	10	10	3	4
T 35 — 34	35	17	6	1,5	0,5
T 40 — 20	40	18	15	3	0
T 45 — 4	45	25	10	2,5	0
T 50 — 19	50	25,4	12	2,5	2,5
T 60 — 2	60	20	8	2,5	1
T 60 — 26	60	35	12	3,5	0
T 70 — 28	70	20	13	3,5	2,5
T 70 — 25	70	40	12	3	2
T 75 — 3	75	50	10	2,5	0
T 80 — 25	80	20	10	2	4
T 80 — 5	80	55	12	3	0
T 90 — 5	90	21	15	3,5	0
T 95 — 3	95	25	16	3	4
T 100 — 18	100	60	15	3	0
T 110 — 3	110	46	16	3	2
T 120 — 9	120	95	10	2,5	1
T 125 — 13	125	100	13	2,5	0

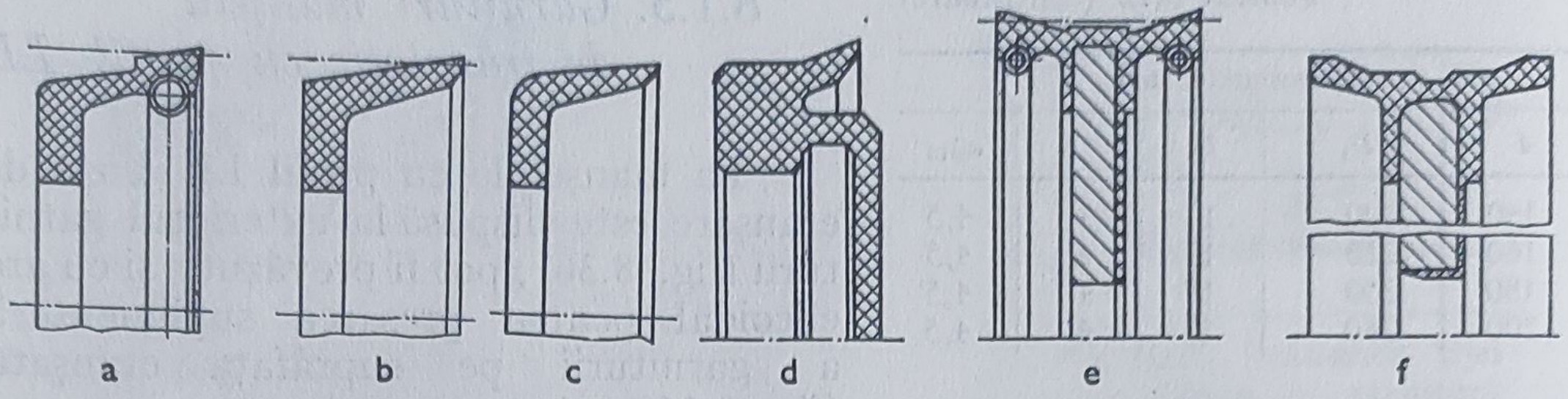
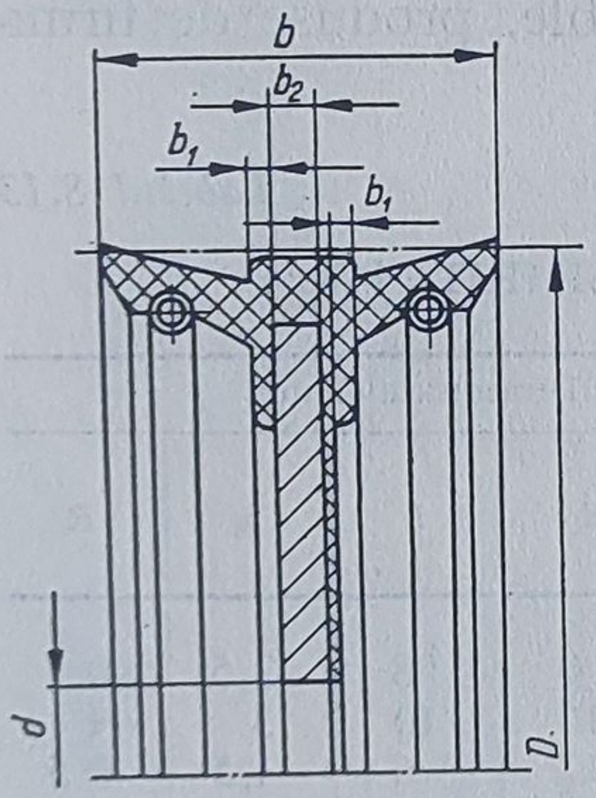


Fig. 8.36. Tipuri constructive de garnituri manşetă de translaţie cu profil LE.

Tabelul 8.14

Dimensiunile garniturilor manşetă LE duble de tip SIMRIT [41]



Tipodimensiunea		Dimensiunile, mm				
		D	d	b	b_1	b_2
TDUO	25—26	25	8	22	1,5	3
TDUO	30—42	30	8	22	1,5	3
TDUO	35—17	35	8	26	1,5	3
TDUO	40—39	40	10	25	1,5	3
TDUO	45—25	45	10	25	1,5	4
TDUO	50—31	50	10	25	1,5	4
TDUO	55—16	55	10	25	1,5	4
TDUO	60—42	60	21	26	1,5	4
TDUO	65—25	65	12	25	1,5	4
TDUO	70—36	70	12	30	1,5	5
TDUO	75—14	75	12	30	1,5	5
TDUO	80—35	80	12	30	1,5	5
TDUO	85—13	85	12	35	2	6
TDUO	90—21	90	12	35	2	6
TDUO	100—29	100	12	35	2	6
TDUO	120—19	120	20	40	2,5	8
TDUO	125—27	125	20	40	2,5	8
TDUO	130— 7	130	20	40	2,5	8
TDUO	140—13	140	20	40	2,5	10
TDUO	150—14	150	20	40	2,5	10
TDUO	160—12	160	20	40	2,5	10
TDUO	180— 8	180	20	40	2,5	10
TDUO	200—11	200	20	40	2,5	10
TDUO	250— 8	250	30	40	2,5	12

Manşetele cu profil LE, simple sau duble, de tip QTD produse de firma *KACO* [39] se utilizează cu piston complet, în acţionările pneumatice, la presiuni $\leqslant$ 16 bar şi $v \leqslant 0{,}5$ m/s.

Exemple de montare a garniturilor manşetă de translaţie cu profil LE sînt prezentate în fig. 8.37—8.42 [38, 39, 43].

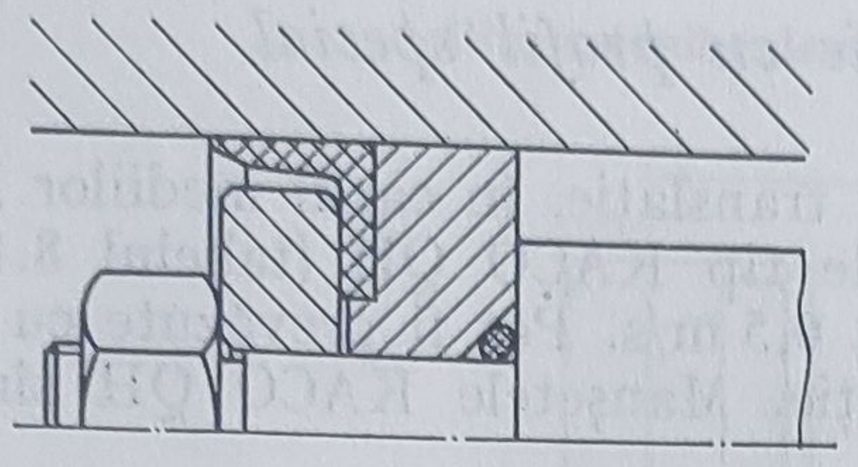


Fig. 8.37. Etanșarea unui piston cu manșetă LE simplă.

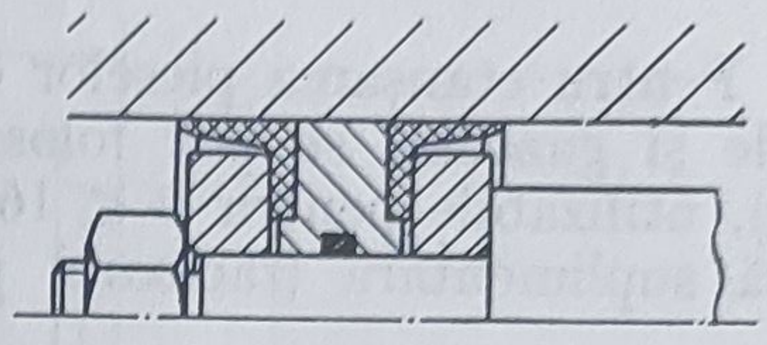


Fig. 8.38. Etanșare, în ambele sensuri, cu două manșete LE, simple.

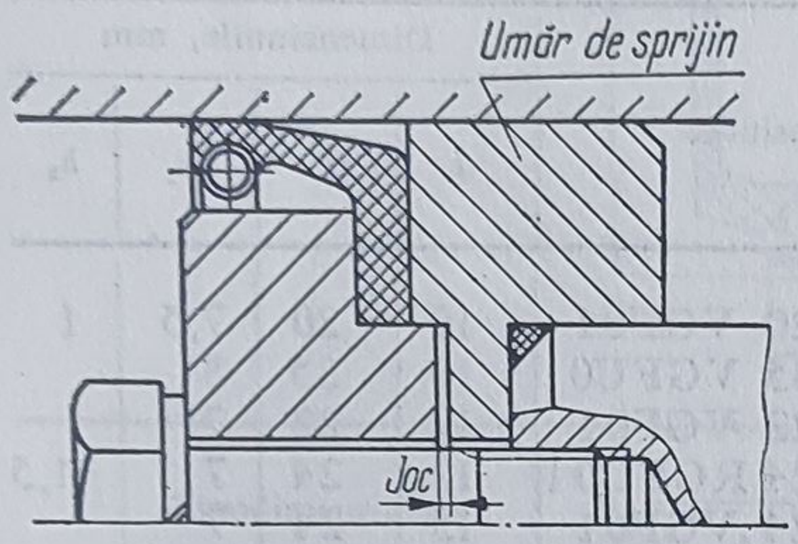


Fig. 8.39. Etanșarea unui piston cu manșetă LE, cu arc elicoidal și umăr de sprijin.

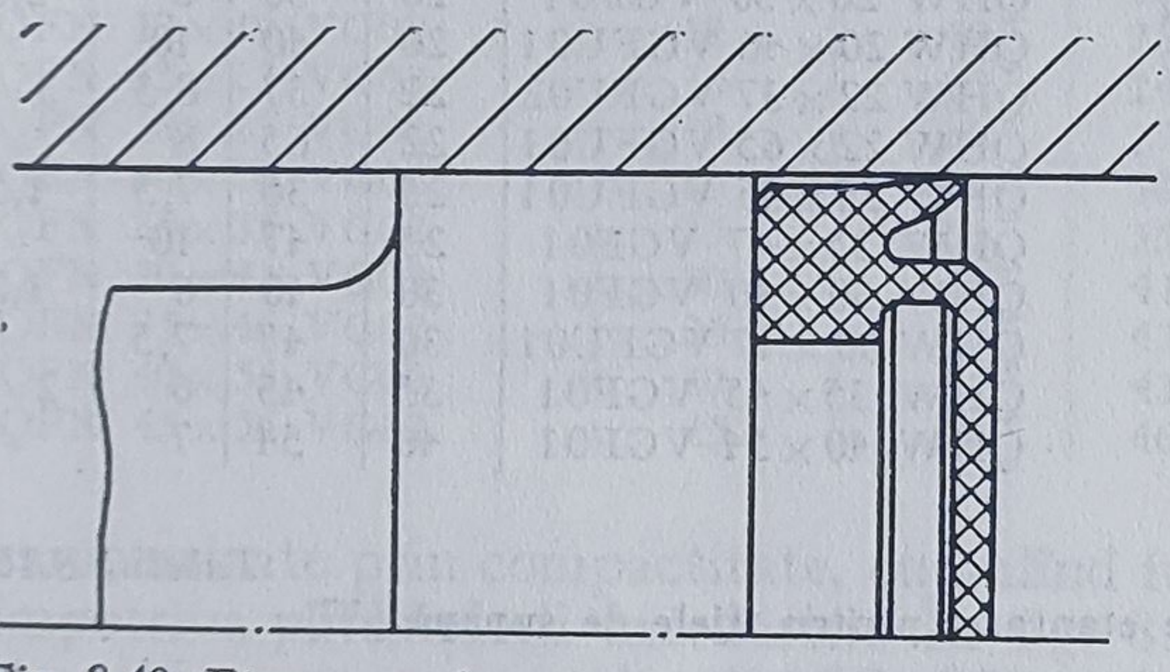


Fig. 8.40. Etanșarea, într-un singur sens, a unui piston cu manșetă LE, cu autofixare.

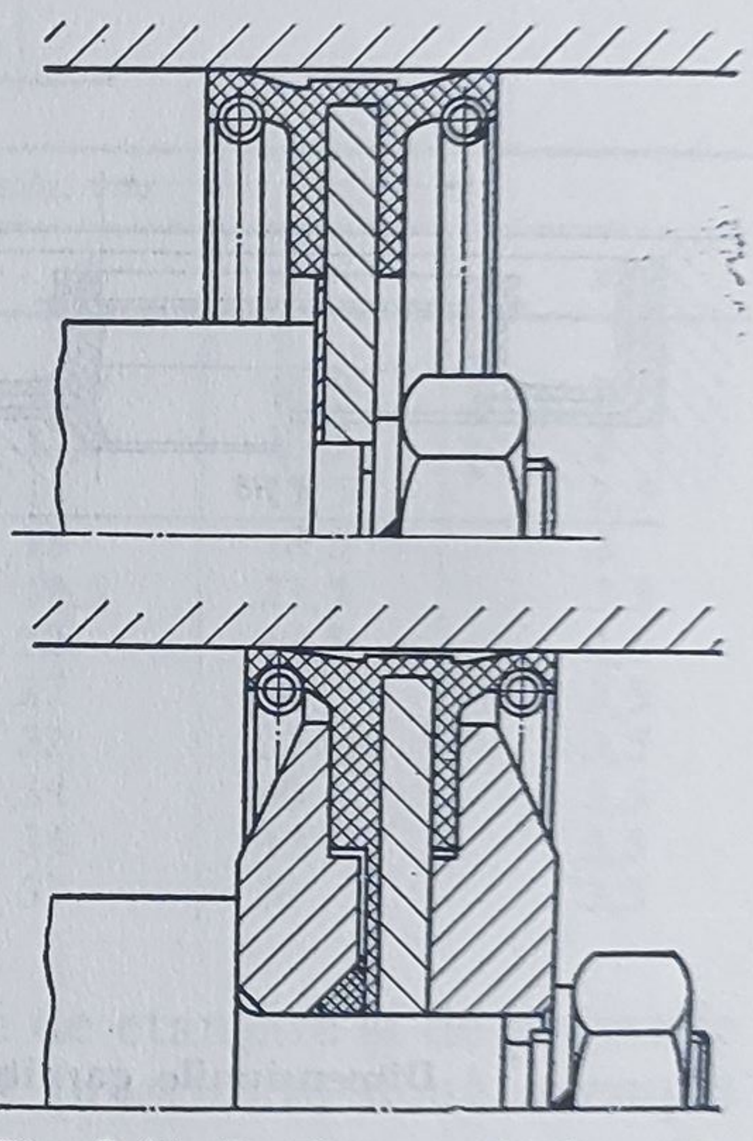


Fig. 8.41. Două exemple de utilizare a manșetelor LE duble pentru etanșarea pistoanelor, în ambele sensuri.

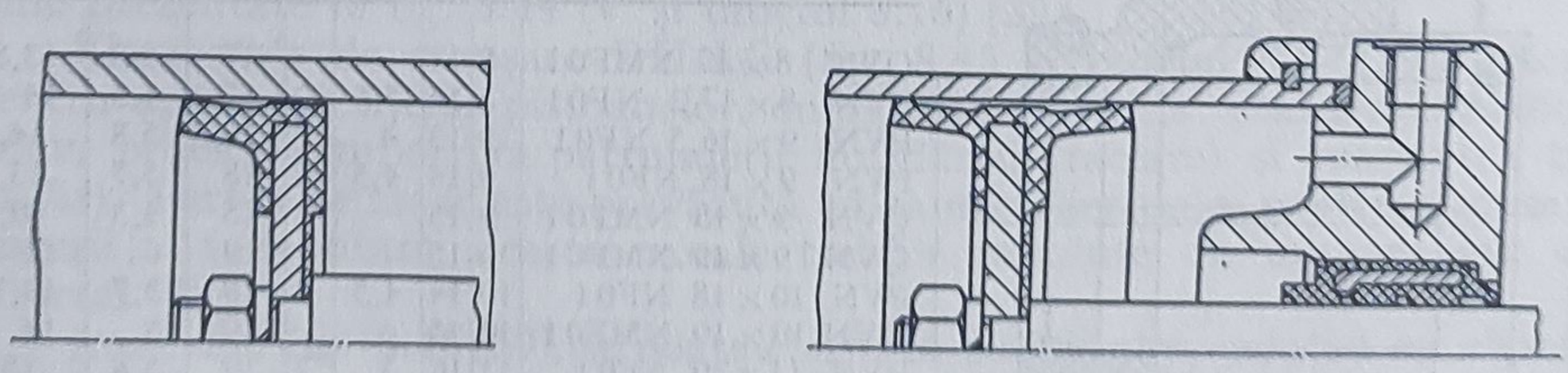


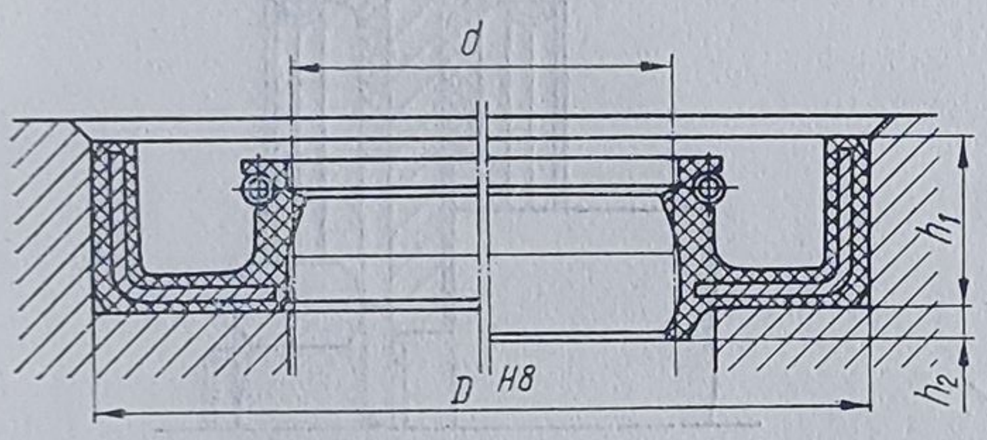
Fig. 8.42. Exemple de utilizare a manșetelor cu profil LE, de tip KACO QTD; manșetele se livrează montate pe pistoane.

8.1.6. *Garnituri manșetă de translație cu profil special*

Pentru etanșarea pieselor cu mișcare de translație, în cazul mediilor lichide și gazoase, se pot folosi manșetele de tip KACO QH (tabelul 8.15 [39]), utilizabile pentru $p \leqslant 16$ bar și la $v \leqslant 0{,}5$ m/s. Pot fi prevăzute cu o buză suplimentară (racloare) pentru protecție. Manșetele KACO QH sînt

Tabelul 8.15

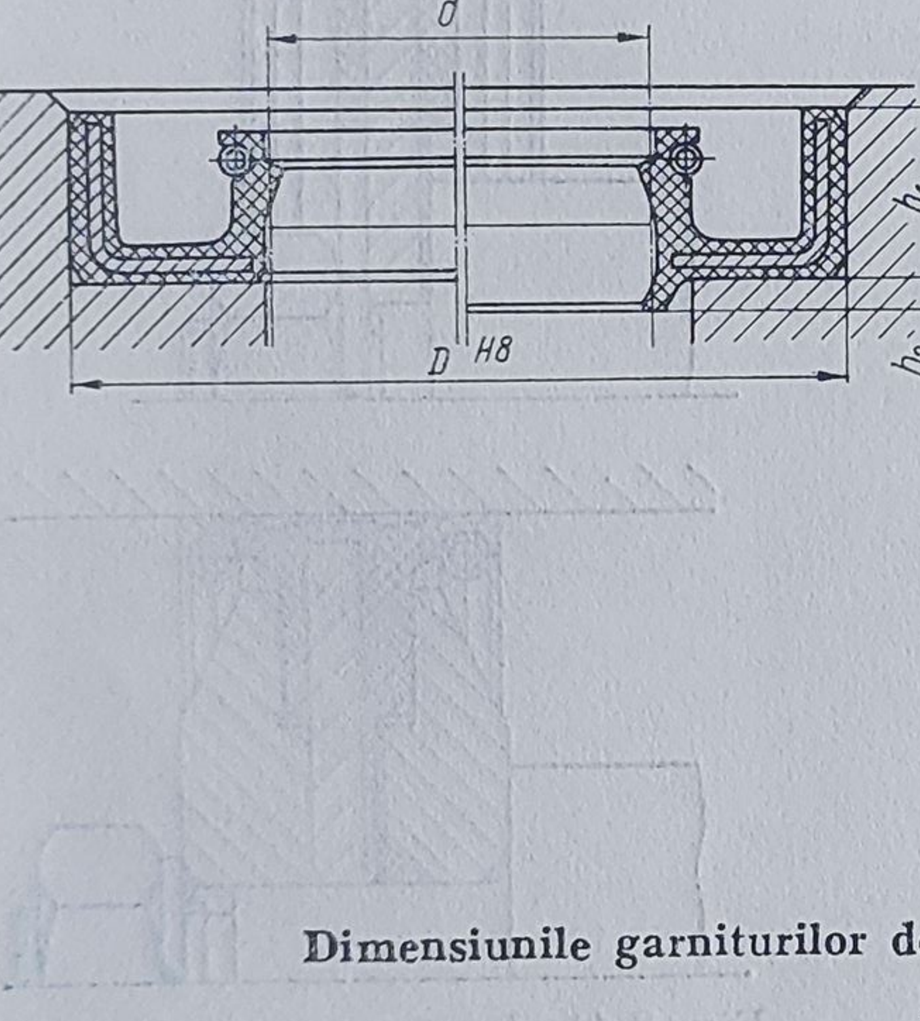
Dimensiunile manșetelor de translație de tip KACO QH [37]



Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm			
	d	D	h_1	h_2
QHW 10×20 VGF01	10	20	7,5	1
QHW 10×35 VGFU01	10	35	8	
QHW 12×22 VGF01	12	22	7	
QHW 12×24 RGFU01	12	24	7	1,5
QHW 15×24 VGF01	15	24	7	
QHW 15×35 VGF01	15	35	9,5	3
QHW 17×35 VGF01	17	35	10	2,5
QHW 18×32 VGF01	18	32	7	
QHW 20×30 VGF01	20	30	8	2,5
QHW 20×40 VGFU01	20	40	10	
QHW 22×37 VGFU02	22	37	8,5	3
QHW 22×65 VGFU01	22	65	8	
QHW 25×36 VGFU01	25	36	7,5	1,5
QHW 25×47 VGF01	25	47	10	
QHW 30×40 VGF01	30	40	6	1,2
QHW 30×47 VGFU01	30	47	7,5	
QHW 35×45 VGF01	35	45	6	2
QHW 40×54 VGF01	40	54	7	

Tabelul 8.16

Dimensiunile garniturilor de etanșare, pentru tijele de supapă [37]

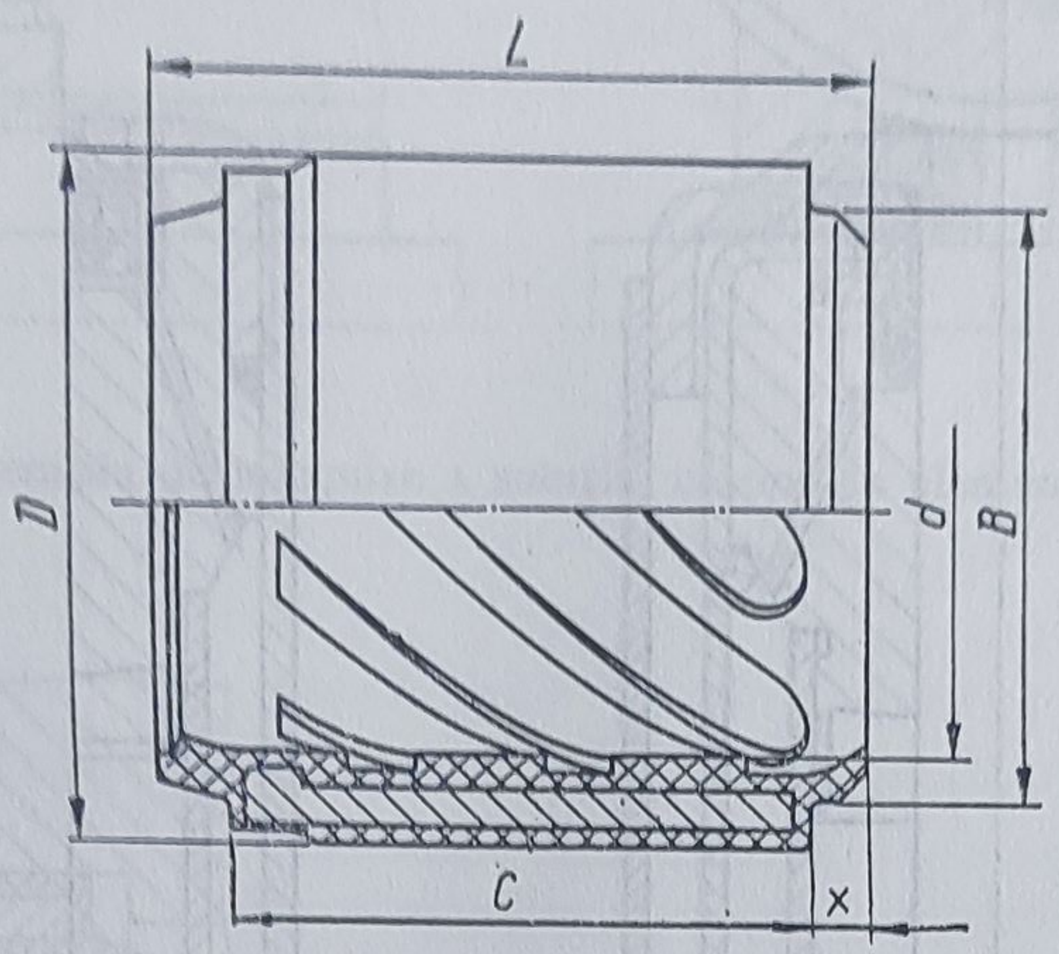


Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm						
	s	d	e	f	D^*	n	H
QVN 8×17 NMF01	8	14			17	4,3	13,8
PVN 8×17,2 NF01	8	14	5,5	2	17,2	4,3	14
PVN 9×16,5 NF01	9	13	4	2	16,5	5,8	14,5
PVN 9×18 NF01	9	14	4,5	2	18	5,7	13,7
QVN 9×18 NMF01	9	15			18	4,3	10,3
QVN 9×19 NMF01	9	15			19	6	14
PVN 10×18 NF01	10	14	4,5	2	18	5,7	13,7
QVN 10×19 NMF01	10	15			19	8	14
PVN 11×20 AF01	11	16	5	2	20	5,8	15
PVN 12×20 AF01	12	16	7	2	20	4,5	14,5
QVN 12×20 VMF01	12	16			20	10	15

* Diametrul exterior în stare asamblată.

Tabelul 8.17

Dimensiunile elementelor de etanșare DILAG [37]



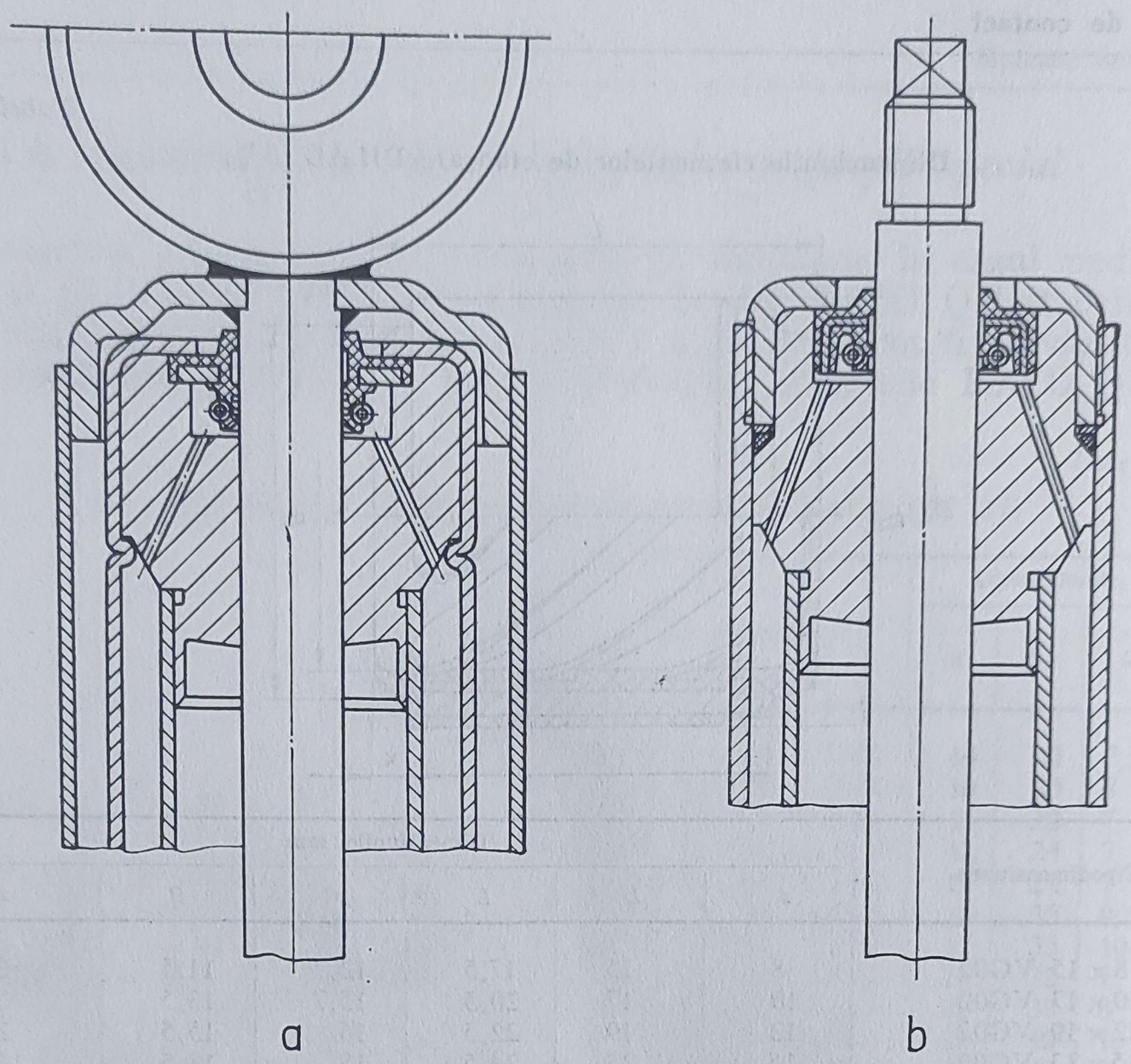
Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm					
	d	*D*	*L*	*C*	*B*	*x*
QFN 8×15 VG02	8	15	17,5	12,7	11,5	2
QFN 10×17 VG02	10	17	20,5	15,7	13,5	2
QFN 12×19 VG02	12	19	22,5	16	15,5	2,5
QFN 15×23 VG02	15	23	24,5	18	18,5	3
QFN 18×27 VG02	18	27	27,5	19,5	22,5	3,5
QFN 20×29 VG02	20	29	30,5	22	24,5	3,5
QFN 25×35 VG02	25	35	35,5	27	30	3,5
QFN 30×41 VG02	30	41	41	32	35	3,5
QFN 35×46 VG02	35	46	43	34	40	3,5
QFN 40×51 VG02	40	51	43	34	45	3,5
QFN 45×56 VG02	45	56	46	37	50	3,5

caracterizate prin compactitate, cumulînd funcțiile de etanșare și de protecție împotriva pătrunderii murdăriei. În fig. 8.43 sînt prezentate două exemple de utilizare a manșetelor KACO QH [39].

La etanșarea tijelor de supapă de la motoarele cu ardere internă pot fi întrebuințate garniturile de etanșare de tip PV sau QV — produse de firma *KACO* [39] — două posibilități de montare a garniturilor de etanșare PV/QV fiind prezentate în fig. 8.44 (v. și tabelul 8.16) [39].

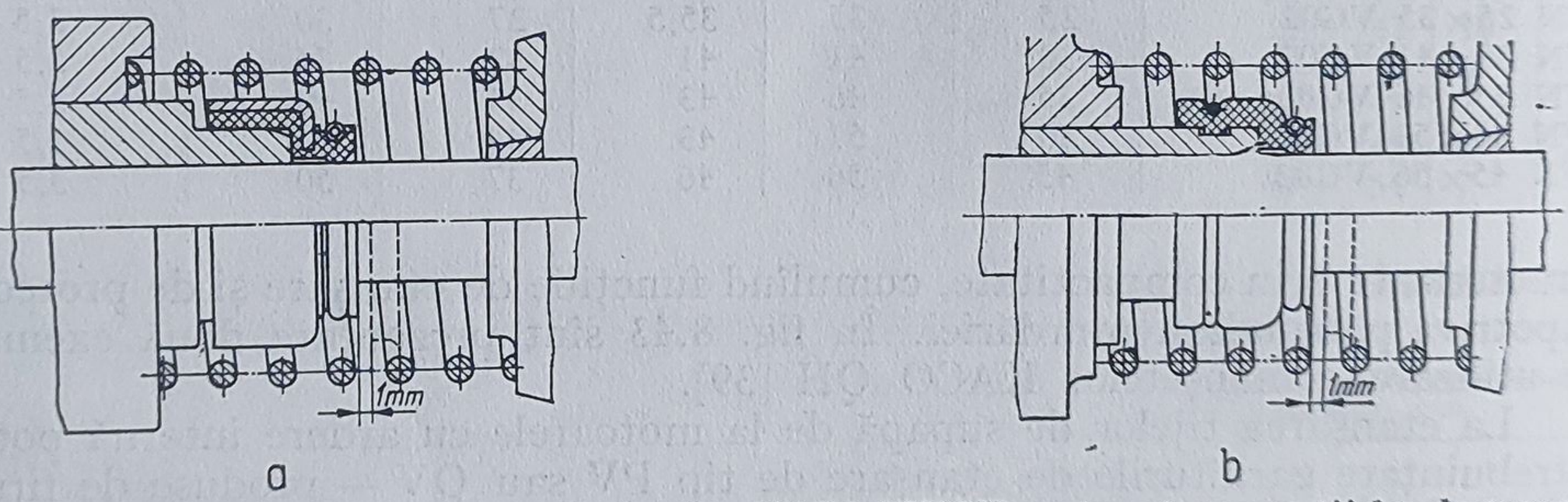
Elementele de etanșare DILAG (fig. 8.45 și tabelul 8.17 [39]), folosite pentru etanșarea tijelor pistoanelor, cumulează funcțiile: etanșarea mediului activ, protecția împotriva pătrunderii murdăriei (raclare) și rezemarea tijei (lagăr). Partea de lagăr este prevăzută cu canale elicoidale, pentru asigurarea ungerii; la montare, aceste canale trebuie umplute cu unsoare sau ulei mineral [39].

Analizînd fig. 8.46 [39], se poate constata simplitatea soluției cu element DILAG (fig. 8.46, *b*) comparativ cu soluția clasică (fig. 8.46, *a*); s-a obținut și mărirea fiabilității. În fig. 8.47 [39] se prezintă două forme speciale ale elementului de etanșare de tip DILAG.



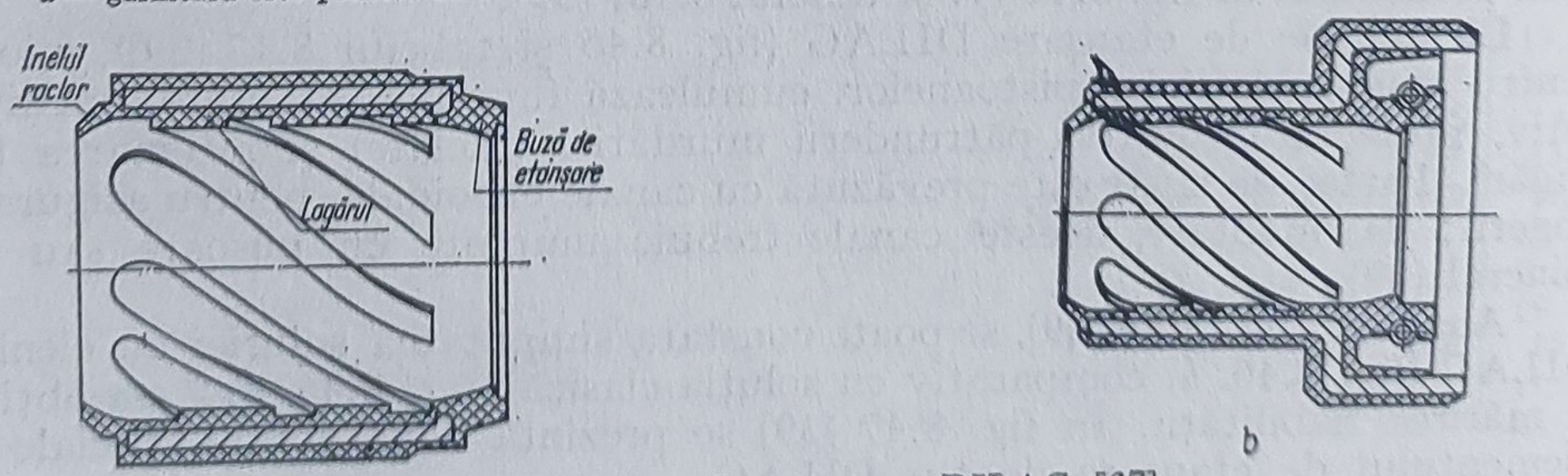
a b

Fig. 8.43. Utilizarea manșetelor KACO QH pentru etanșarea tijelor de piston de la amortizoarele hidraulice telescopice.



a b

Fig. 8.44. Exemple de montare a garniturilor KACO PV/QV pentru etanșarea tijelor de supapă:
a — garnitura este presată cu o manta metalică; *b* — garnitura este presată cu inel de siguranță.



a b

Fig. 8.45. Element de etanșare DILAG [37].

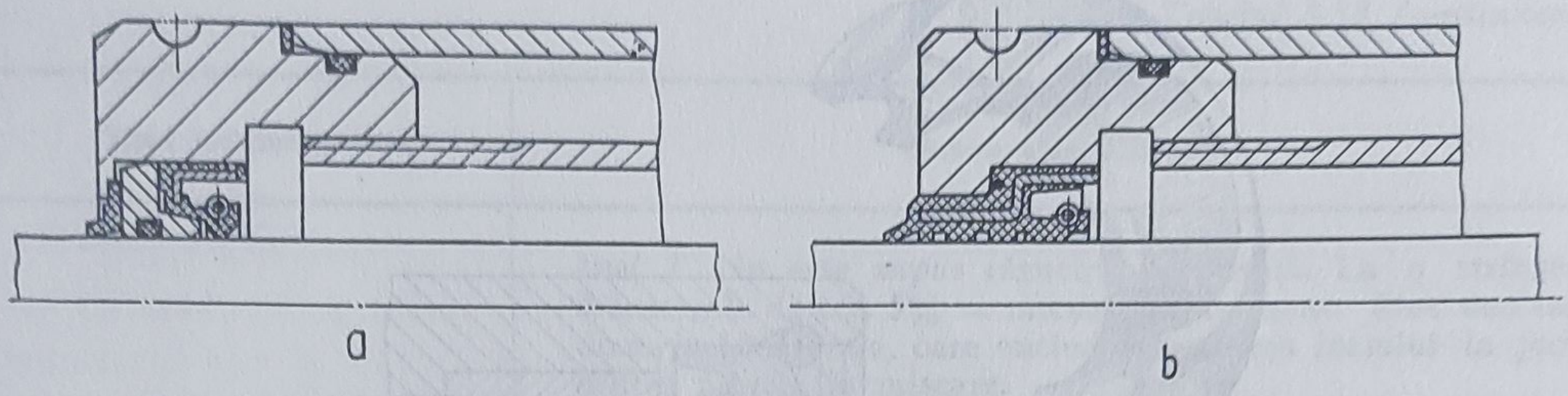


Fig. 8.46. Exemplu de înlocuire a soluției clasice cu elementul DILAG [37].

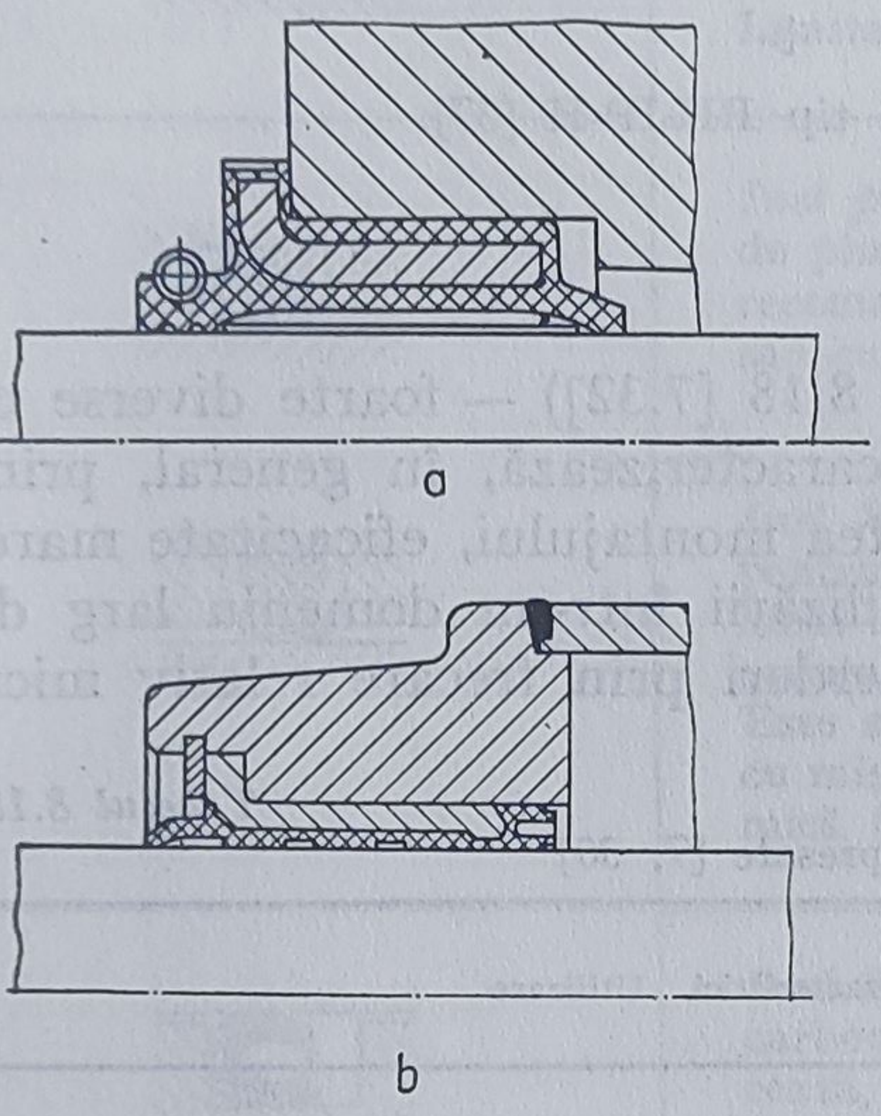


Fig. 8.47. Forme speciale ale elementului de etanșare de tip DILAG [37].

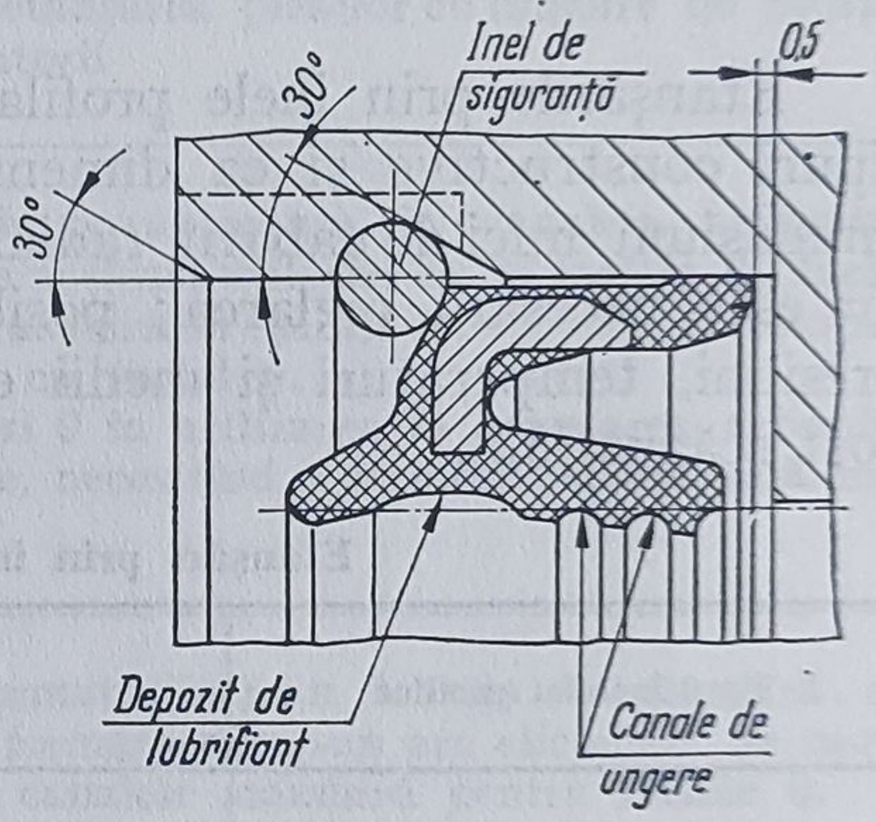
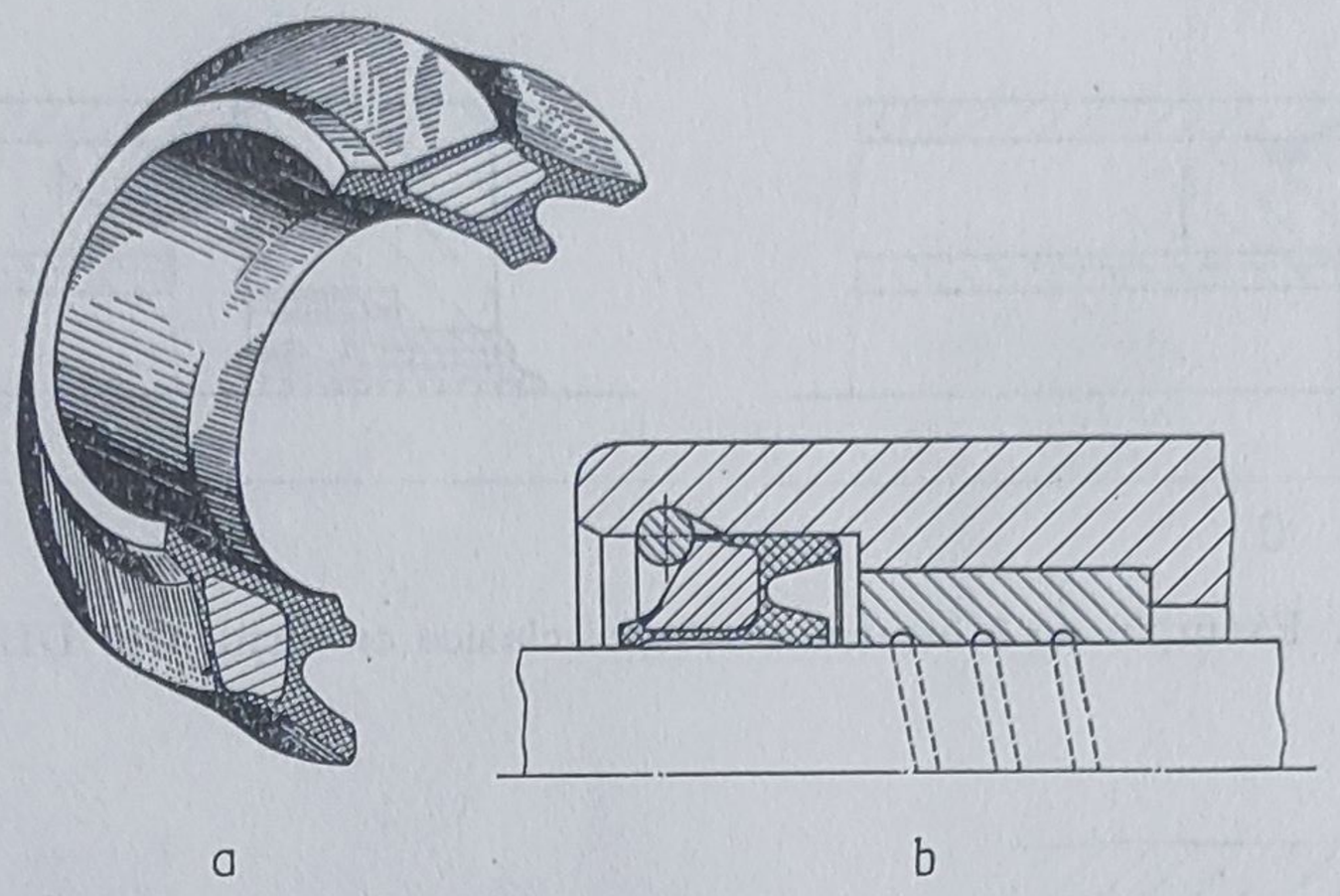


Fig. 8.49. Garnituri de etanșare de tip BILIP-P [37].

Garnitura de etanșare de tip BILIP-H (fig. 8.48) — produsă de firma *KACO* [39] — cumulează funcțiile garniturii manșetă, cu profil V și ale inelului de raclare, utilizîndu-se la cilindrii hidraulici și la alte mecanisme ale sistemelor hidraulice de acționare. Pentru preluarea forțelor axiale, în interiorul garniturii este vulcanizat un inel metalic; garnitura se caracterizează prin frecare redusă și dimensiuni mici de gabarit, recomandîndu-se pentru $p \leqslant 200$ bar și $v \leqslant 0{,}3$ m/s.

Pentru acționările pneumatice firma KACO recomandă utilizarea garniturilor de etanșare de tip BILIP-P (fig. 8.49 [39]), cu aceleași funcții ca și garnitura BILIP-H; se pot întrebuința pentru presiuni de pînă la 16 bar și viteze de alunecare de pînă la 0,5 m/s [39].



a b

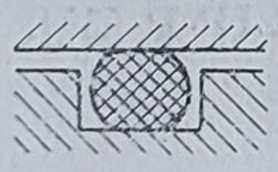
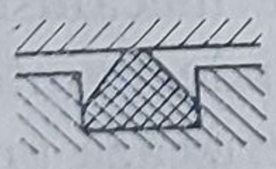
Fig. 8.48. Garnitură de etanșare de tip BILIP-H [37].

8.1.7. *Etanșări prin inele profilate*

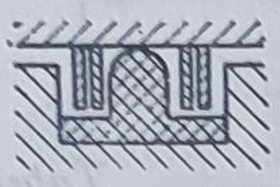
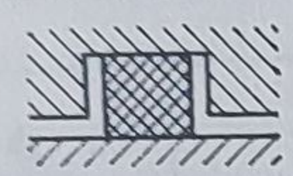
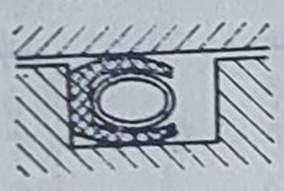
Etanșările prin inele profilate (tabelul 8.18 [7.32]) — foarte diverse ca tipuri constructive și ca dimensiuni — se caracterizează, în general, prin: dimensiuni mici de gabarit radiale, simplitatea montajului, eficacitate mare, nu este necesară reglarea; posibilitatea utilizării într-un domeniu larg de presiuni, temperaturi și medii etanșate, pierderi prin frecare relativ mici, cost scăzut [32].

Tabelul 8.18

Etanșări prin inele profilate presate [7, 30]

Tipul inelului profilat	Caracteristici. Utilizare
	*Inel 0.* Cel mai utilizat tip de inel. Etanșează în ambele sensuri. Este o etanșare ieftină. Exceptînd aplicațiile navale, strîngerea diametrală este de cca 10%. În cazul toleranțelor normale, etanșările prin inele 0 pot funcționa la o presiune maximă de 100 daN/cm². Se utilizează la mișcări de translație, de rotație și în cazul mișcărilor oscilatorii.
	*Inel Delta.* Are o formă triunghiulară în secțiunea transversală. Are aceleași proprietăți de etanșare ca și inelul 0, cu deosebirea că frecarea este mai mare; fiabilitate mai mică. Se utilizează limitat.
	Inel D. Nu este sensibil la răsucirea în spirală însă necesită inele laterale de reazem, care elimină tendința de extrudare, la presiuni mari, prin jocul dintre piese. Strîngerea diametrală este mică. Se utilizează cu bune rezultate la etanșarea pieselor cu mișcare de translație, în acționările hidraulice și pneumatice.

Tabelul 8.18 (continuare)

Tipul inelului profilat	Caracteristici. Utilizare
	*Inel T*. Nu este supus răsucirii în spirală. La o strîngere diametrală de cca 5% se micșorează frecarea. Sînt necesare două inele laterale, care exclud extrudarea inelului în jocul dintre piesele în mișcare. Se utilizează la etanșarea pistoanelor și a tijelor cu mișcare de translație; la presiuni mici pot fi utilizate și la mișcările oscilatorii. Limita de presiune: $\leqslant$ 1400 daN/cm^2. Limita jocurilor dintre piesele în mișcare: $\leqslant$ 1,3 mm
	*Inel pătrat*. Se utilizează la etanșări statice pentru presiuni de pînă la 100 daN/cm^2, la mișcări de translație. Nu sînt recomandate pentru etanșarea pieselor cu mișcare de rotație, sau cu mișcări oscilatorii
	Inel X sau lobat. Se poate monta în canalele obișnuite, pentru inelele 0. Are aceleași utilizări ca și inelele 0. Inelul lobat nu este supus răsucirii în spirală și umple mai complet canalul, comparativ cu inelul 0. Este superior inelului 0 în utilizarea la etanșarea arborilor cu mișcare de rotație, necesitînd o strîngere diametrală mai mică (cca 1%)
	*Inel Holow*. Este format dintr-un înveliș de fluorură de carbon și o inserție formată dintr-un arc elicoidal. Se montează, de obicei, în canalele standard pentru inelele 0. Se utilizează în orice domeniu de aplicație a etanșărilor cu inele profilate

Pentru a elimina posibilitatea de extrudare a inelului O în interstițiul dintre piesele în mișcare și pentru a extinde domeniul de funcționare al inelelor O la presiuni mai mari se întrebuințează inele laterale de reazem (fig. 8.50). Dacă presiunea acționează într-o singură direcție, inelul se amplasează în partea opusă spațiului sub presiune (fig. 8.50, *a*); în cazul în care presiunea acționează în ambele direcții, inelele se montează pe ambele părți ale inelului O (fig. 8.50, *b*) *. Aceste inele de reazem se execută din teflon, cauciuc rigid sau chiar piele, teflonul fiind cel mai recomandat [2, 32, 38].

Inelele O sînt standardizate prin STAS 7320-71.

Inelele O — utilizate la etanșările mobile — se montează numai în locașuri cu secțiune dreptunghiulară (fig. 8.51, *a*), de tip alezaj sau arbore; dimen-

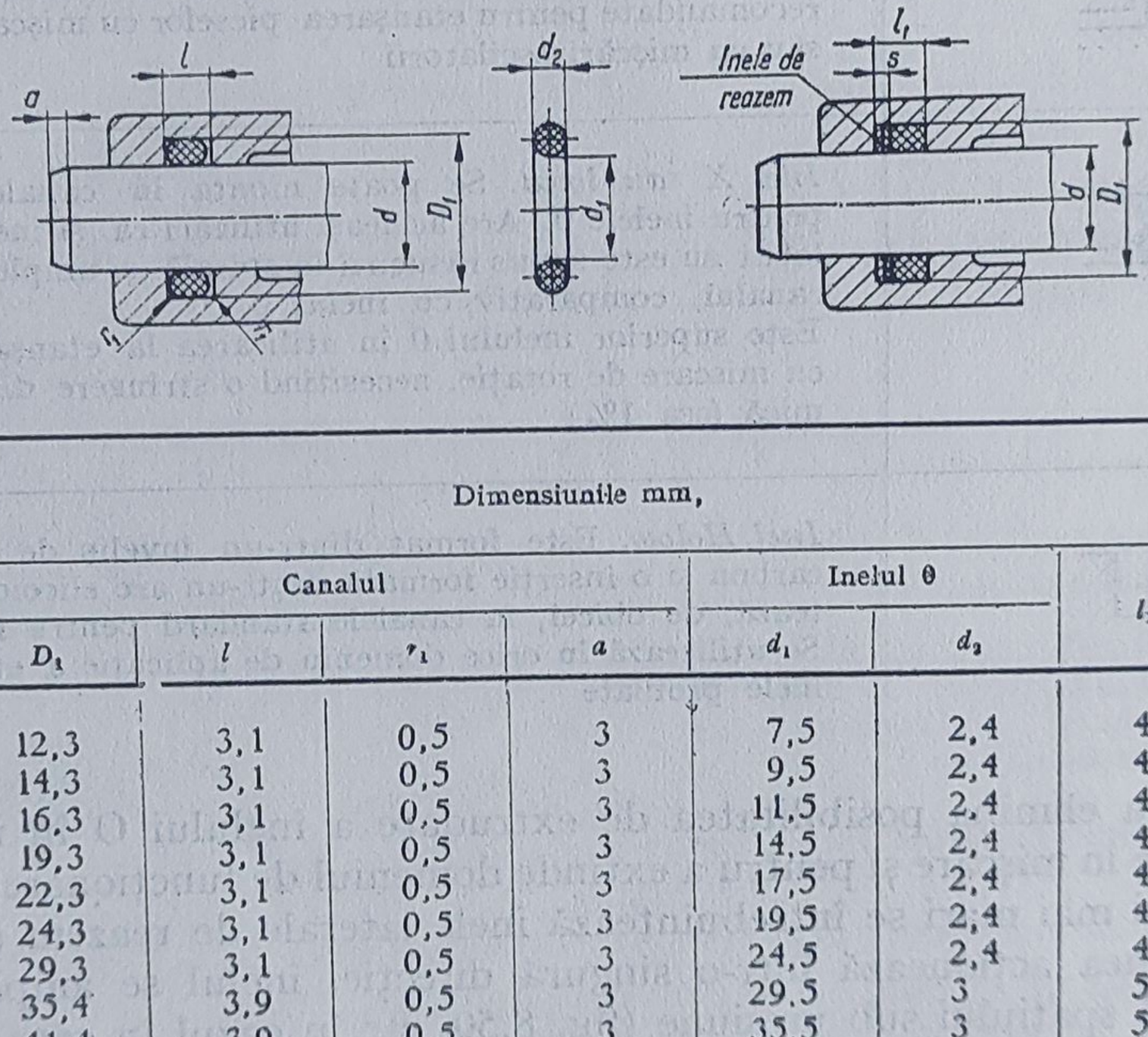
*) De obicei, se prevăd inele laterale de reazem de ambele părți ale inelului O și cînd presiunea acționează numai într-un sens, pentru a se evita eventualele erori de montaj.

siunile acestor locașuri sînt date în STAS 7319-71. Se folosesc și canale trapezoidale (fig. 8.51, *b*), numai la viteze mici de deplasare și la etanșări fixe; se micșorează posibilitatea extrudării inelului în jocuri și se micșorează frecarea [32].

Dimensiunile inelelor O și ale canalelor respective pentru etanșările radiale mobile de tip arbore — după firma *Merkel* [41] — sînt prezentate în tabelul 8.19; în tabelul 8.20 sînt date dimensiunile inelelor O și ale canalelor pentru etanșările radiale mobile, de tip alezaj, după firma *SIMRIT* [43].

Tabelul 8.19

Dimensiunile inelelor 0 și ale canalelor respective, pentru etanșările radiale mobile, de tip arbore [39]

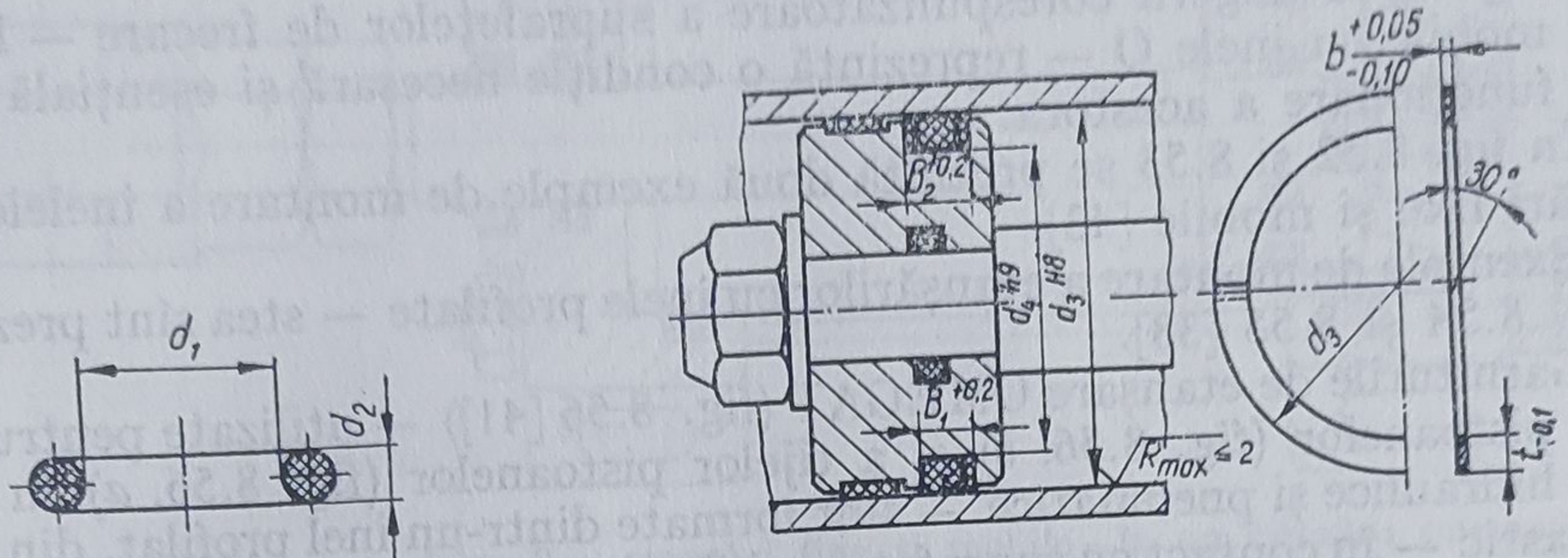


Dimensiunile mm,

d	Canalul				Inelul 0		l_1	s
	D_1	l	r_1	a	d_1	d_2		
8	12,3	3,1	0,5	3	7,5	2,4	4,6	1,5
10	14,3	3,1	0,5	3	9,5	2,4	4,6	1,5
12	16,3	3,1	0,5	3	11,5	2,4	4,6	1,5
15	19,3	3,1	0,5	3	14,5	2,4	4,6	1,5
18	22,3	3,1	0,5	3	17,5	2,4	4,6	1,5
20	24,3	3,1	0,5	3	19,5	2,4	4,6	1,5
25	29,3	3,1	0,5	3	24,5	2,4	4,6	1,5
30	35,4	3,9	0,5	3	29,5	3	5,4	1,5
36	41,4	3,9	0,5	3	35,5	3	5,4	1,5
40	45,4	3,9	0,5	3	39,5	3	5,4	1,5
45	50,4	3,9	0,5	3	44,5	3	5,4	1,5
50	55,4	3,9	0,5	3	49,5	3	5,4	1,5
60	65,4	7,4	0,5	3	59,5	3	5,4	1,5
65	75,3	7,4	1	4	64,0	5,7	9,4	2
70	80,3	7,4	1	4	69,0	5,7	9,4	2
80	90,3	7,4	1	4	79,0	5,7	9,4	2
90	100,3	7,4	1	4	89,0	5,7	9,4	2
100	110,3	7,4	1	4	99,0	5,7	9,4	2
110	120,3	7,4	1	4	109,0	5,7	9,4	2
120	130,3	7,4	1	4	119,0	5,7	9,4	2

Tabelul 8.20

Dimensiunile inelelor O și ale canalelor respective, pentru etanșările radiale mobile, de tip alezaj [41]



Dimensiunile, mm							
d_3	Inelul 0		t	b	d_4	B_1	B_2
	d_1	d_2					
10	5,3	2,4	2,05	1,0	5,9	3,7	4,7
14	9,3	2,4	2,05	1,0	9,9	3,7	4,7
20	15,3	2,4	2,05	1,0	15,9	3,7	4,7
24	18,2	3,0	2,6	1,0	18,8	4,4	5,4
30	24,2	3,0	2,6	1,0	24,8	4,4	5,4
36	30,2	3,0	2,6	1,0	30,8	4,4	5,4
40	34,2	3,0	2,6	1,0	34,8	4,4	5,4
46	35,2	5,7	5,1	1,5	35,8	7,9	9,4
50	39,2	5,7	5,1	1,5	39,8	7,9	9,4
56	45,2	5,7	5,1	1,5	45,8	7,9	9,4
60	49,2	5,7	5,1	1,5	49,8	7,9	9,4
68	57,2	5,7	5,1	1,5	57,8	7,9	9,4
70	59,2	5,7	5,1	1,5	59,8	7,9	9,4
75	64,2	5,7	5,1	1,5	64,8	7,9	9,4
80	69,2	5,7	5,1	1,5	69,8	7,9	9,4
90	79,2	5,7	5,1	1,5	79,8	7,9	9,4
100	89,2	5,7	5,1	2,0	89,8	8,4	10,4
110	99,2	5,7	5,1	2,0	99,8	8,4	10,4

În ceea ce privește duritatea materialului inelelor O — în cazul etanșărilor fixe — firma *SIMRIT* recomandă [43]:

— pentru presiunile care variază pulsatoriu: $\geqslant$ 80° Sh;

— pentru $p \leqslant 160$ bar, 70°Sh;

— pentru $p > 160$ bar, 90°Sh,

fiind recomandată o duritate a suprafeței arborelui de cca 60 HRC.

În cazul etanșărilor mobile se recomandă următoarea duritate a materialului inelelor O:

— pentru $p \leqslant 63$ bar, 70° Sh;

— pentru $p > 63$ bar, 90° Sh.

În cazul în care se întrebuințează inele laterale de reazem inelele O pot funcționa corespunzător și la presiuni mai mari: ⩽ 400 bar la încărcare statică și ⩽ 250 bar la încărcare dinamică [43].

Asigurarea ungerii corespunzătoare a suprafețelor de frecare — la etanșările mobile cu inele O — reprezintă o condiție necesară și esențială pentru buna funcționare a acestora.

În fig. 8.52 și 8.53 se prezintă două exemple de montare a inelelor O în etanșări fixe și mobile [43].

Exemple de montare a etanșărilor cu inele profilate — stea sînt prezentate în fig. 8.54 și 8.55 [38].

Garniturile de etanșare OMEGAT (fig. 8.56 [41]) — utilizate pentru etanșarea pistoanelor (fig. 8.56, *b*) și a tijelor pistoanelor (fig. 8.56, *a*) în acționările hidraulice și pneumatice — sînt formate dintr-un inel profilat, din material plastic — în contact cu suprafața mobilă — combinat cu un inel din cauciuc sintetic. Avantajul esențial al acestor garnituri îl constituie comportarea favorabilă la frecare a inelului profilat din material plastic și dimensiunile mici de gabarit. Astfel de garnituri sînt produse și de firma *SIMRIT* [43].

Se recomandă utilizarea benzilor de ghidare din material plastic — pentru pistoane și tije — împreună cu garniturile OMEGAT, ceea ce permite eliminarea de ghidaje metalice scumpe [41].

Pentru a împiedica extrudarea garniturii de etanșare a pistoanelor — din sistemele de acționare hidraulice de la automobile și mașini agricole — se produc garnituri speciale de tip Compact (fig. 8.47, *a* și *b* [41]) sau SIMKO (fig. 8.57, *c* [43]). Un exemplu de montare a garniturii SIMKO este prezentat în fig. 8.58 [43].

Inelul de etanșare AIRZET, în formă de *Z*, confecționat din cauciuc sintetic (fig. 8.59) [41]), are o rezistență minimă de frecare. Inelele AIRZET au un randament bun și o fiabilitate deosebit de mare [41]: dimensiunile inelelor AIRZET — produse de firma *Merkel* [41] — sînt prezentate în

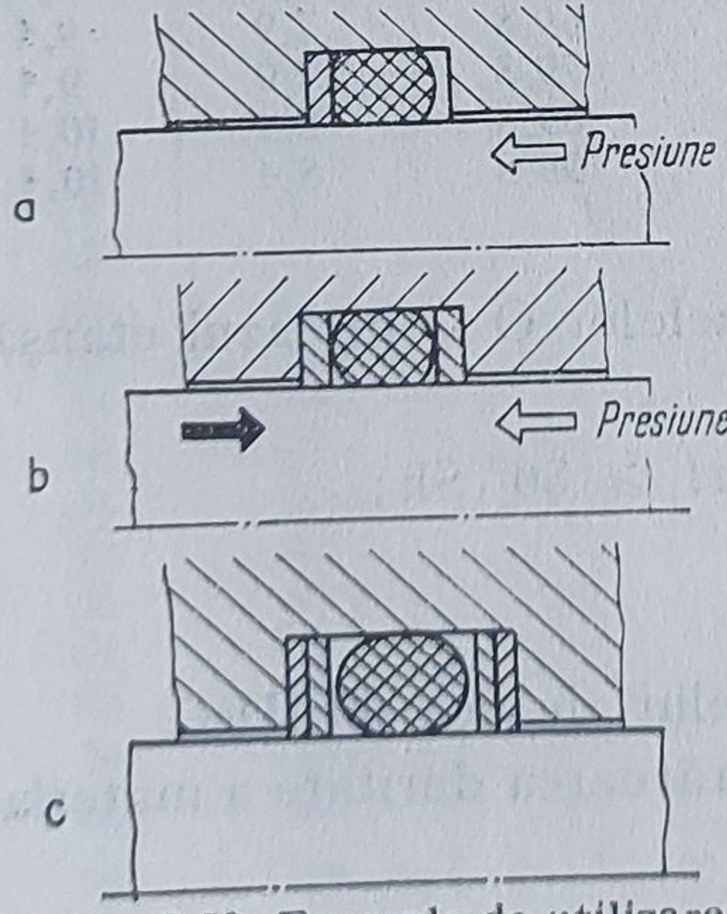


Fig. 8.50. Exemple de utilizare a inelelor laterale de reazem, la inelele O.

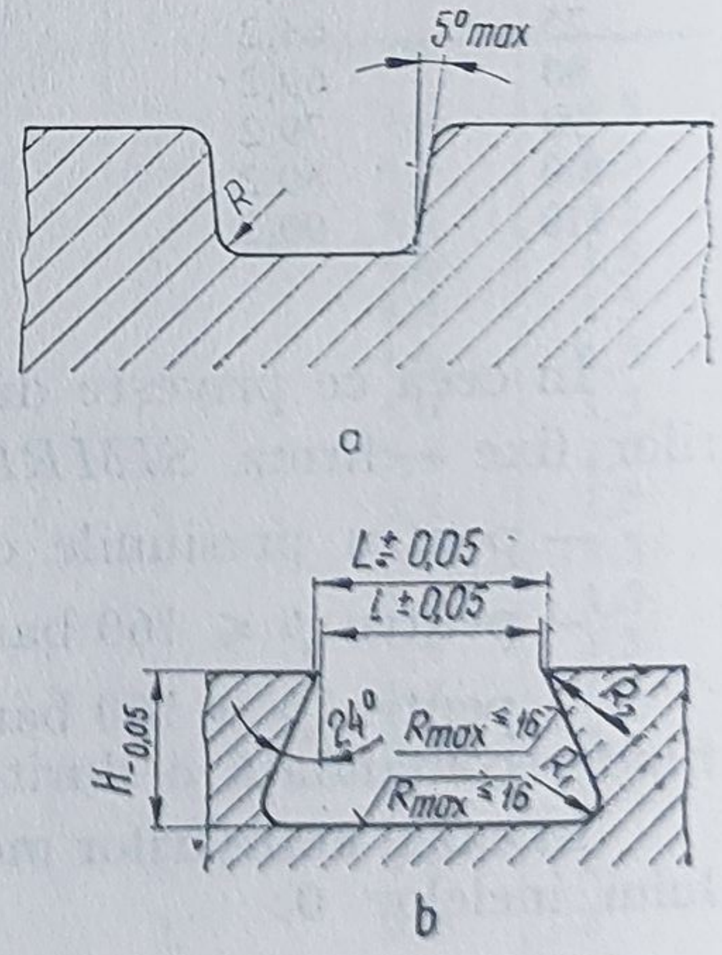


Fig. 8.51. Forma canalelor pentru montarea inelelor O.

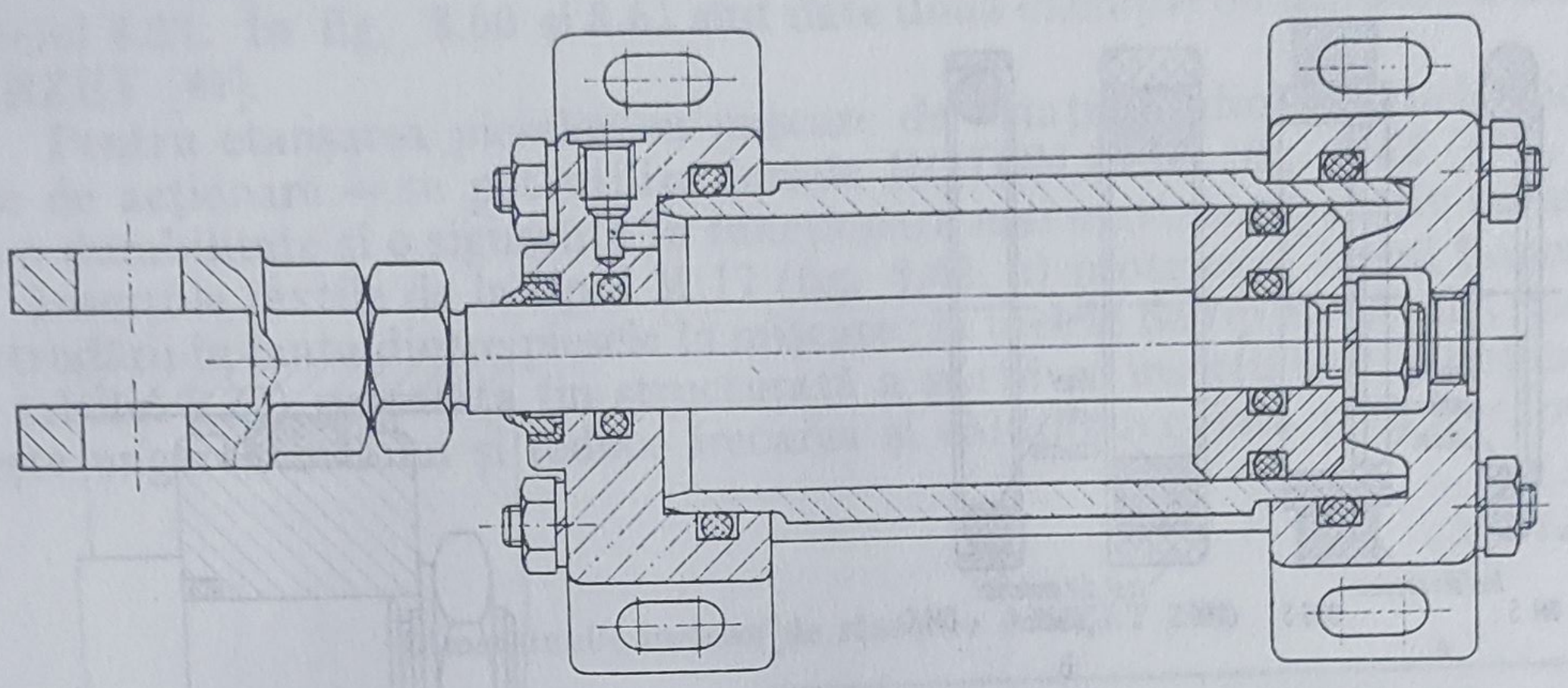


Fig. 8.52, Utilizarea inelelor 0 — etanșări fixe și mobile—la un cilindru pneumatic.

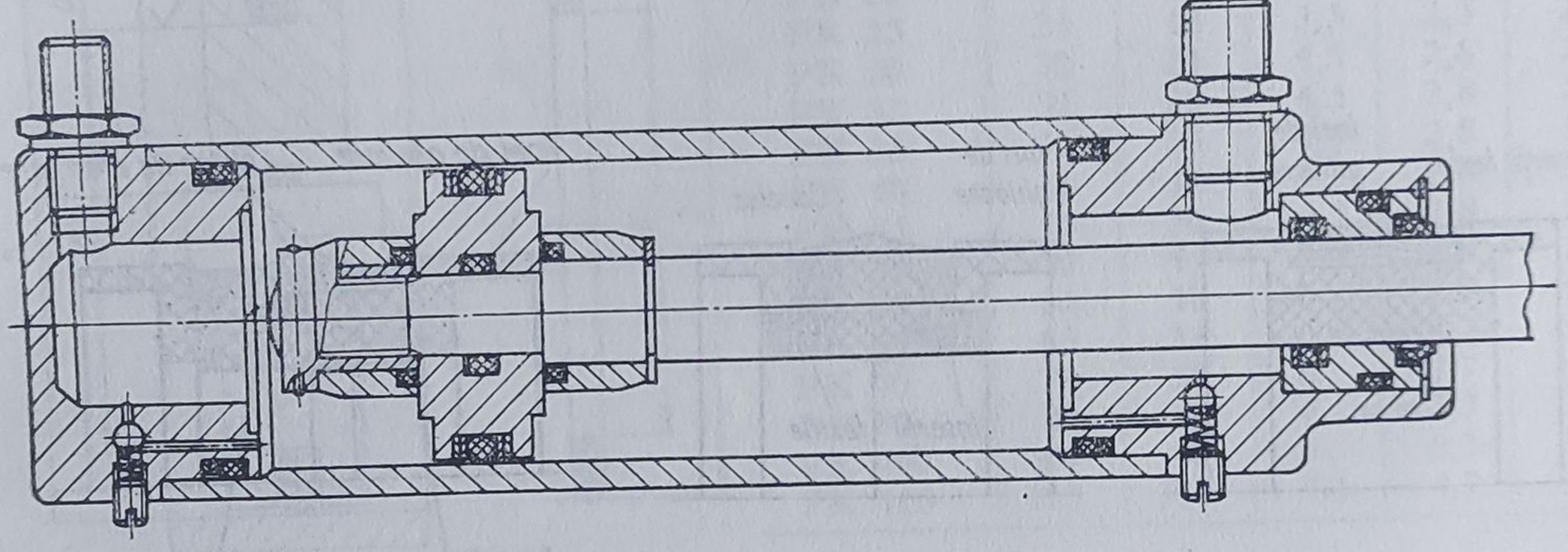


Fig. 8.53. Utilizarea inelelor 0, cu și fără inele metalice laterale, la etanșarea unui cilindru dintr-un sistem hidraulic de acționare.

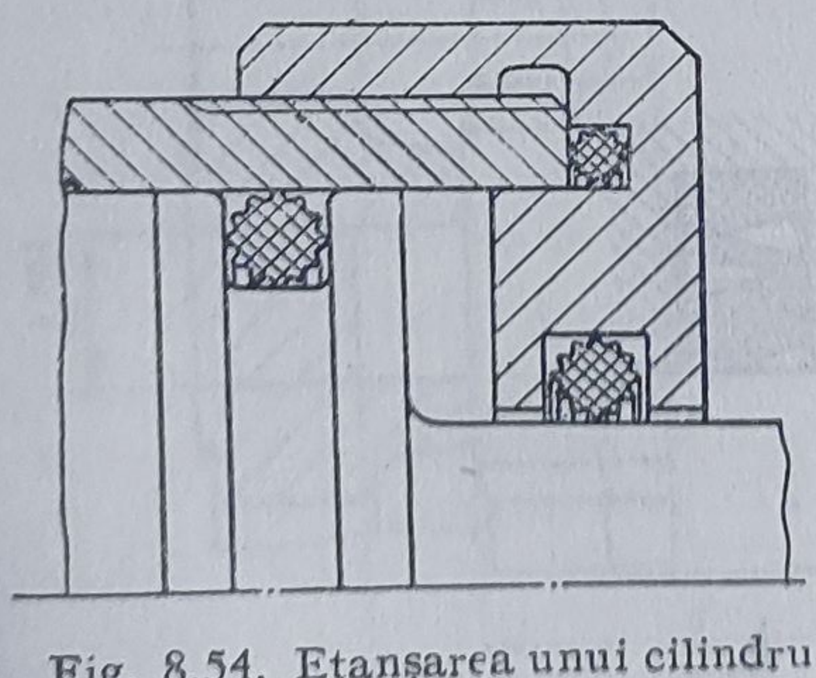


Fig. 8.54. Etanșarea unui cilindru dintr-un sistem hidraulic de acționare.

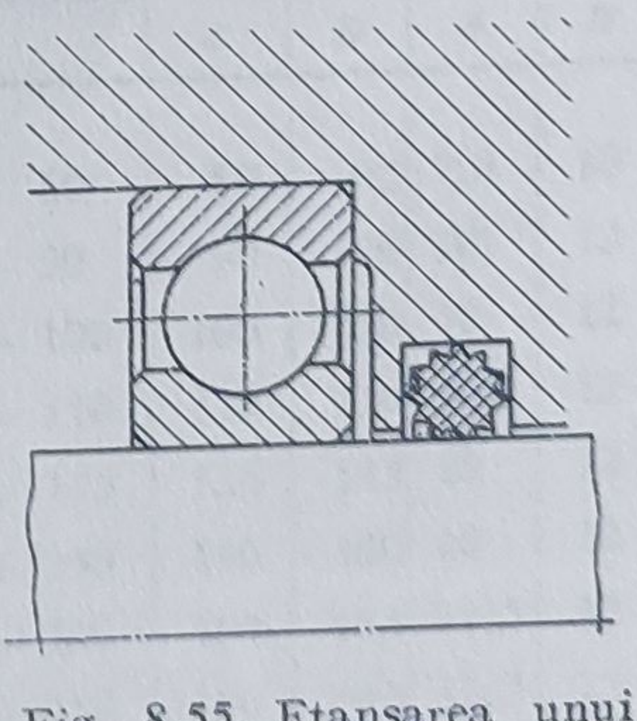


Fig. 8.55. Etanșarea unui rulment cu inel profilat.

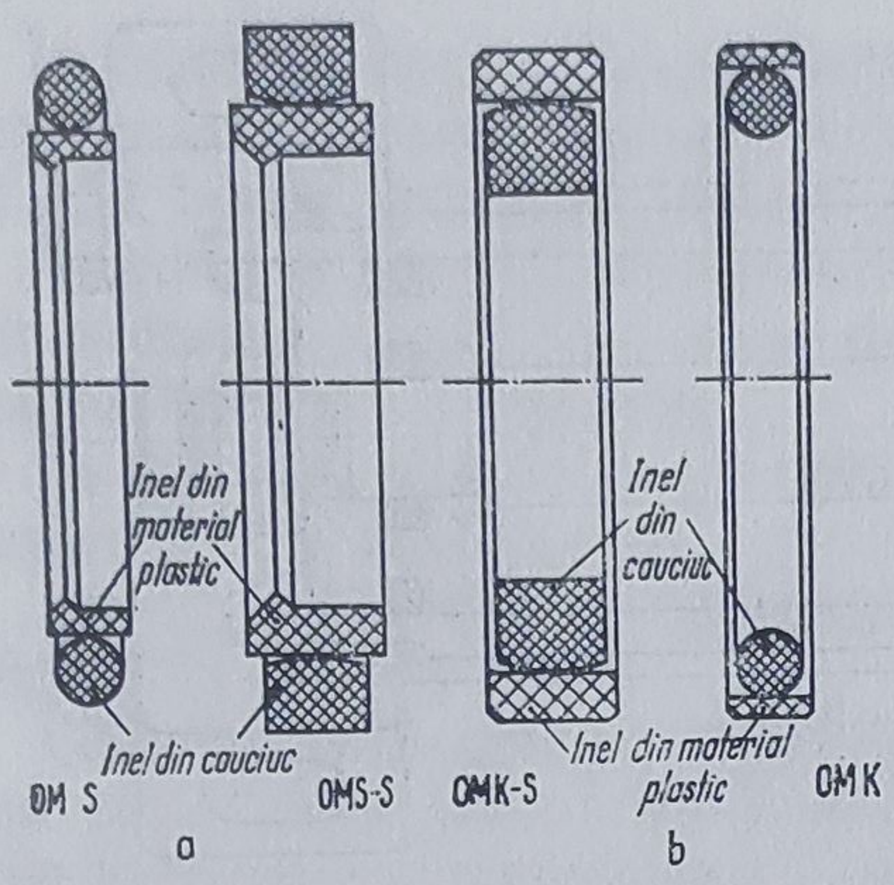


Fig. 8.56. Garnituri de etanșare OMEGAT [39].

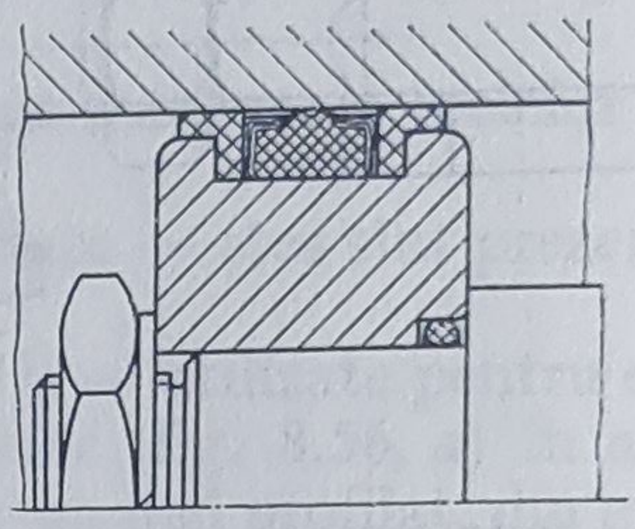


Fig. 8.58. Etanșarea unui piston cu garnitură de tip *SIMKO*.

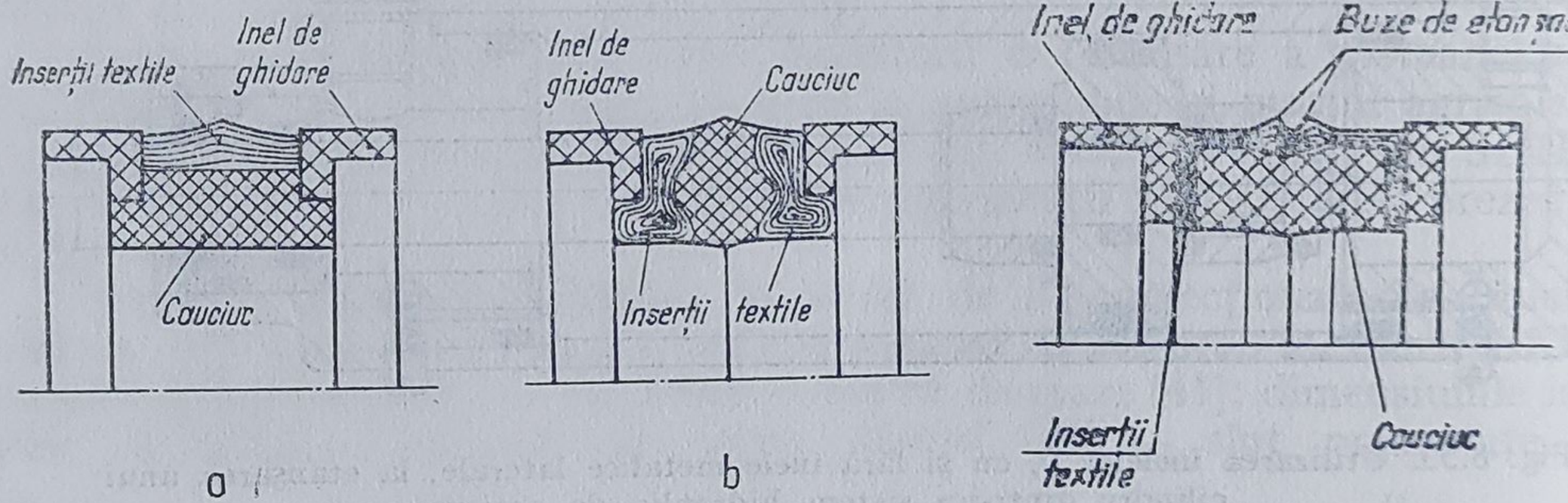


Fig. 8.57. Garnituri speciale, pentru sistemele de acționare hidraulice de la automobile și mașini agricole.

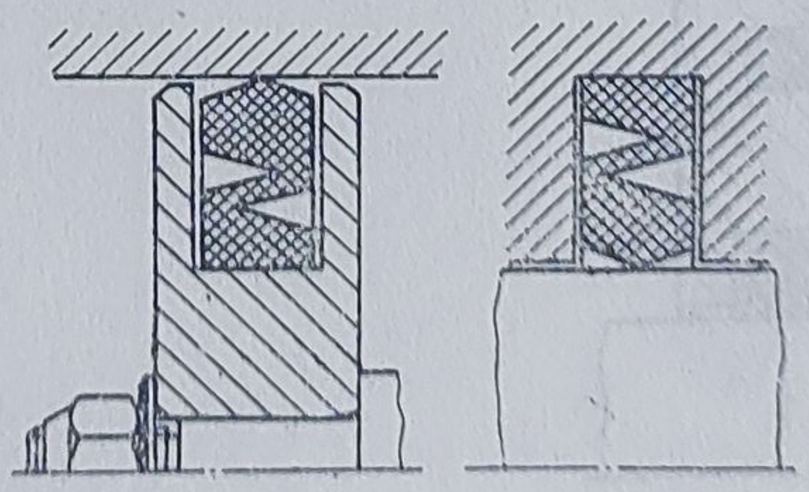


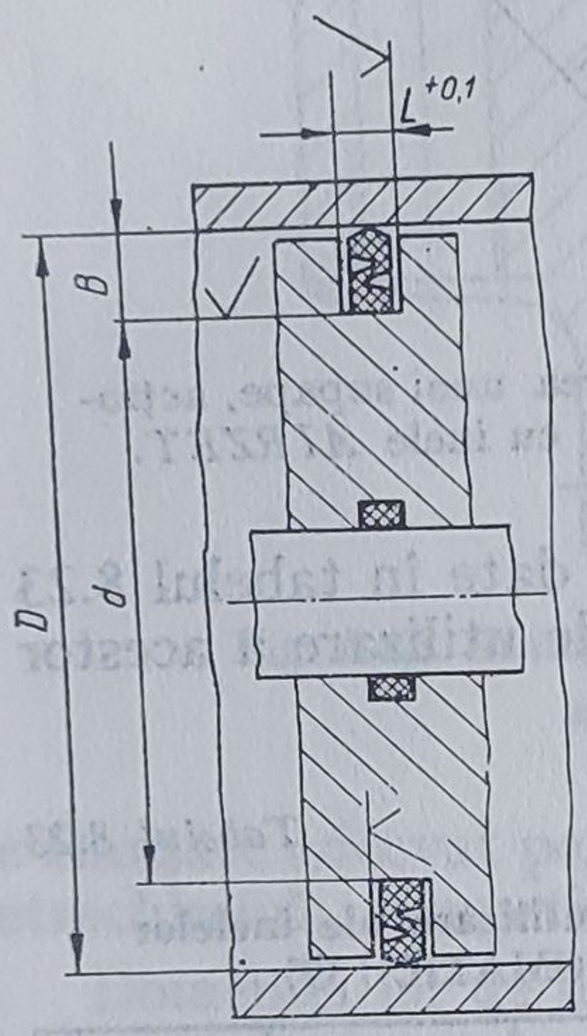
Fig. 8.59. Inele de etanșare, de tip AIRZET.

tabelul 8.21. În fig. 8.60 și 8.61 sînt date două exemple de utilizare a inelelor AIRZET [41].

Pentru etanșarea pieselor cu mișcare de rotație — din sistemele hidraulice de acționare — se pot utiliza inelele ROTOMATIC (fig. 8.62 [41]), care au o durabilitate și o siguranță în funcționare mai mari, comparativ cu inelele O. Inserțiile textile de la tipul M 17 (fig. 8.62, *a*) protejează inelul împotriva extrudării în fanta dintre piesele în mișcare; la inelele de tip M 19 (fig. 8.62, *b* și tabelul 8.22) suprafața fin structurată a părții cu inserții textile îmbunătățește ungerea inelului și reduce frecarea și căldura degajată prin frecare.

Tabelul 8.21

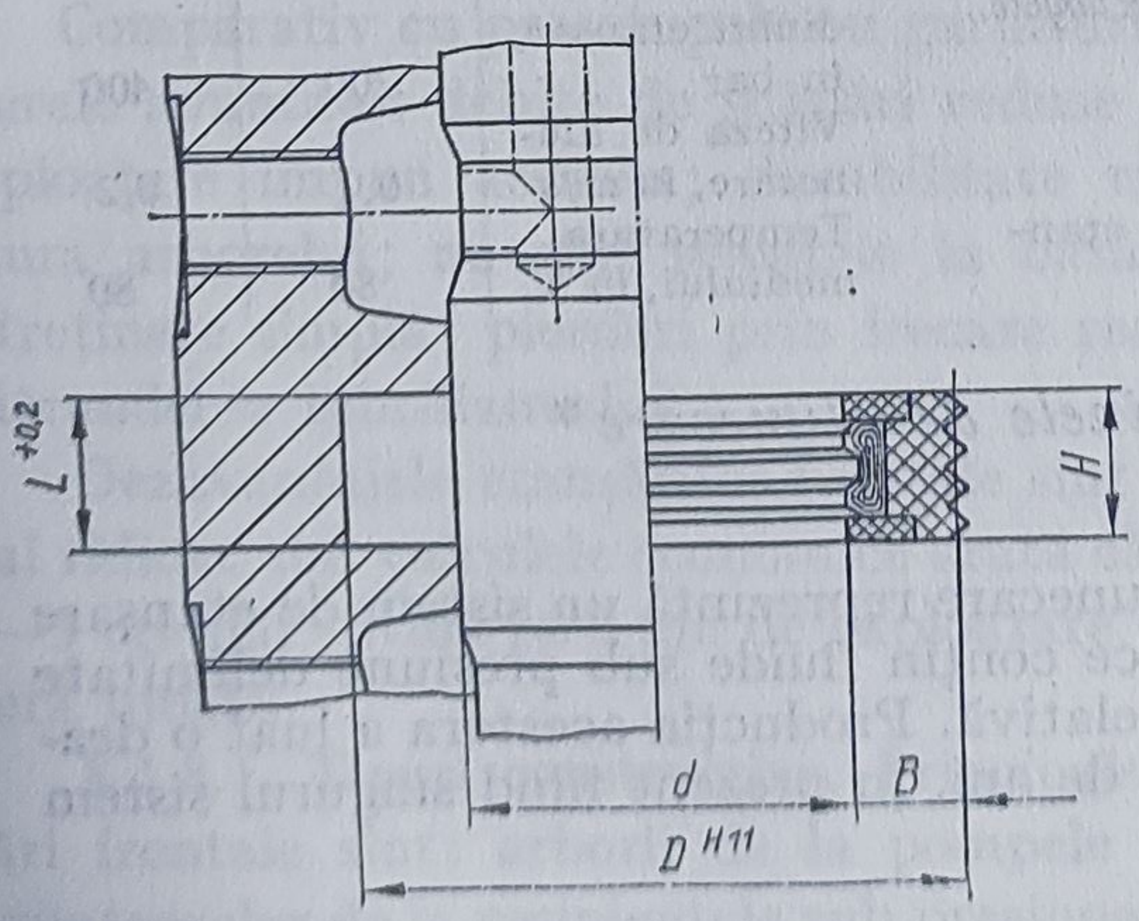
Dimensiunile inelelor de etanșare AIRZET [39]



Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm				
	D	*d*	*B*	*H*	*L*
PK 16	16	9	3,5	2,3	2,5
PK 20	20	13	3,5	2,3	2,5
PK 25	25	18	3,5	2,3	2,5
PK 30	30	21	4,5	2,8	3
PK 32	32	23	4,5	2,8	3
PK 35	35	26	4,5	2,8	3
PK 40	40	31	4,5	2,8	3
PK 45	45	36	4,5	2,8	3
PK 50	50	41	4,5	2,8	3
PK 60	60	48	6	3,7	4
PK 63	63	51	6	3,7	4
PK 70	70	58	6	3,7	4
PK 80	80	68	6	3,7	4
PK 100	100	88	6	3,7	4
PK 125	125	110	7,5	4,7	5

Tabelul 8.22

Dimensiunile inelelor de etanșare ROTOMATIC, tip M 19 [39]



Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm				
	d	*D*	*B*	*H*	*L*
M19 — 80	80	95	7,5	10	11
M19 — 90	90	110	10	12	13
M19 — 100	100	120	10	12	13
M19 — 110	110	130	10	12	13
M19 — 125	125	145	10	12	13
M19 — 140	140	160	10	12	13
M19 — 160	160	185	12,5	15	16
M19 — 180	180	205	12,5	15	16
M19 — 200	200	225	12,5	15	16

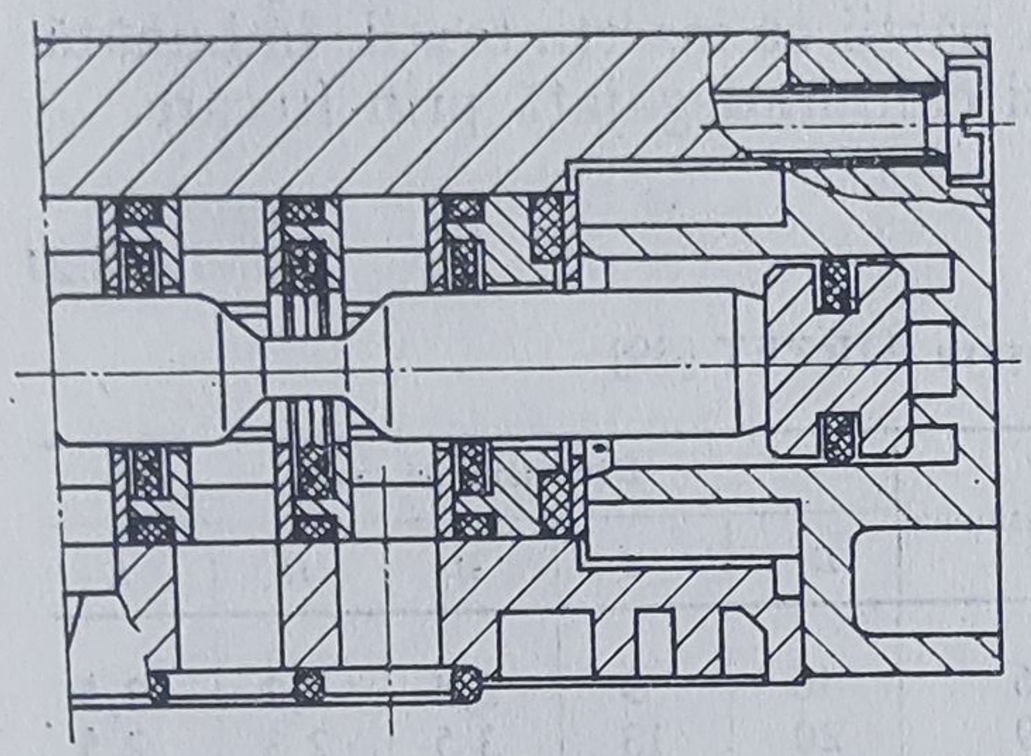


Fig. 8.60. Utilizarea inelelor AIRZET la o supapă cu reglare pneumatică.

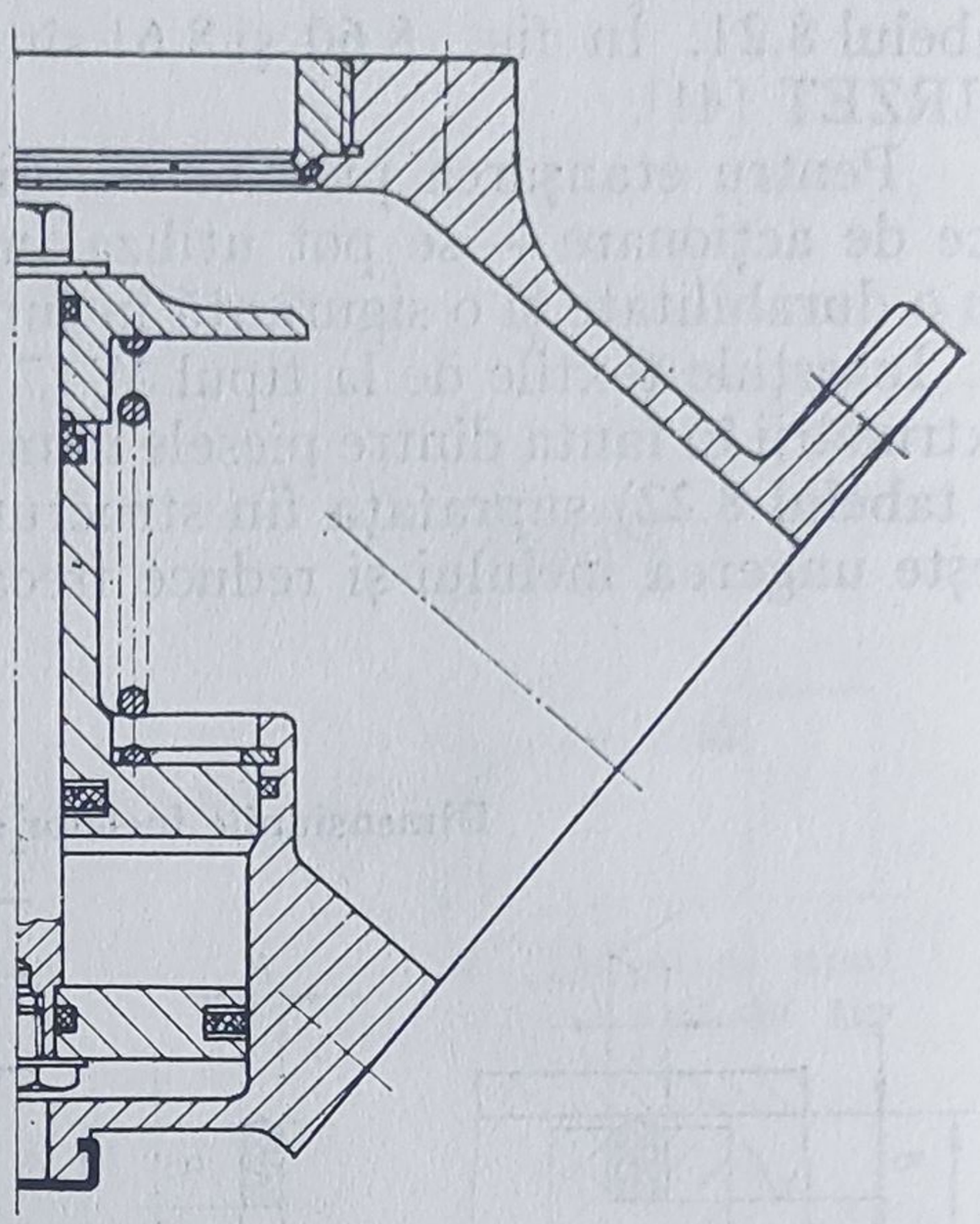


Fig. 8.61. Etanșarea unei supape, acționată pneumatic, cu inele *AIRZET*.

Limitele de utilizare ale inelelor ROTOMATIC sînt date în tabelul 8.23 [41], în fig. 8.63 și 8.64 fiind prezentate două exemple de utilizare a acestor inele [41].

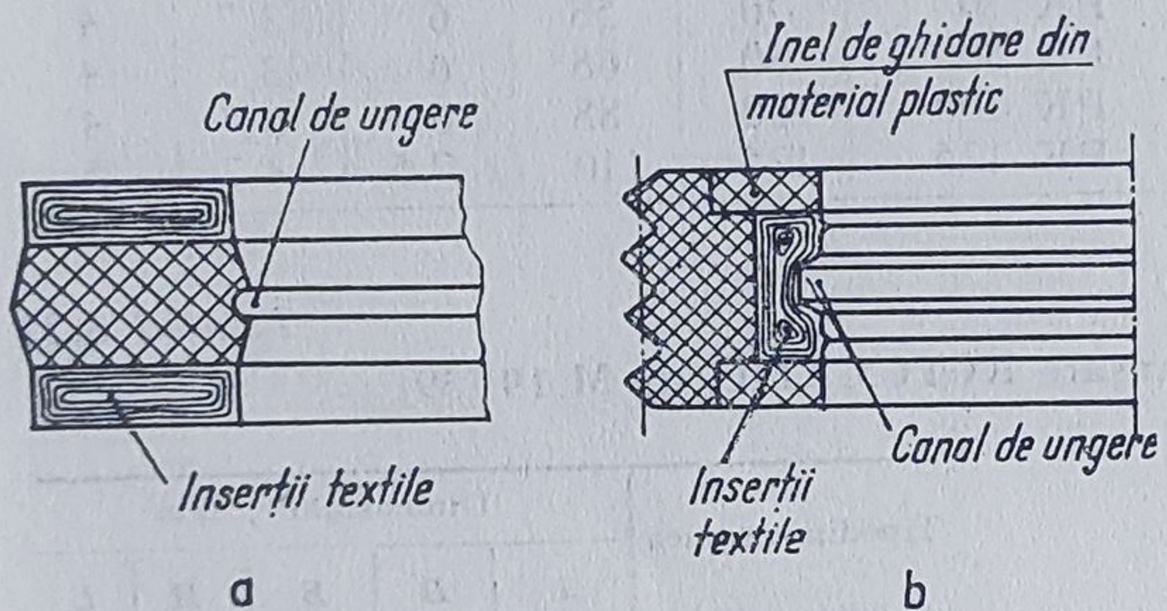


Fig. 8.62. Forma constructivă a inelelor de etanșare ROTOMATIC [39].

Tabelul 8.23

Limitele de utilizare ale inelelor ROTOMATIC [39]

Parametrul	M 17	M 19
Presiunea mediului etanșat, în bar	200	400
Viteza de alunecare, în m/s	0,1	0,2
Temperatura mediului, în °C	80	80

8.1.8. *Etanșările frontale cu inele de alunecare* *

Etanșările frontale cu inele de alunecare reprezintă un sistem de etanșare modern, destinat închiderii spațiilor ce conțin fluide sub presiune delimitate de piese aflate în mișcare de rotație relativă. Producția acestora a luat o dezvoltare impetuoasă în ultimii 20—30 de ani, în prezent fiind singurul sistem

*) Se mai numesc etanșări mecanice.

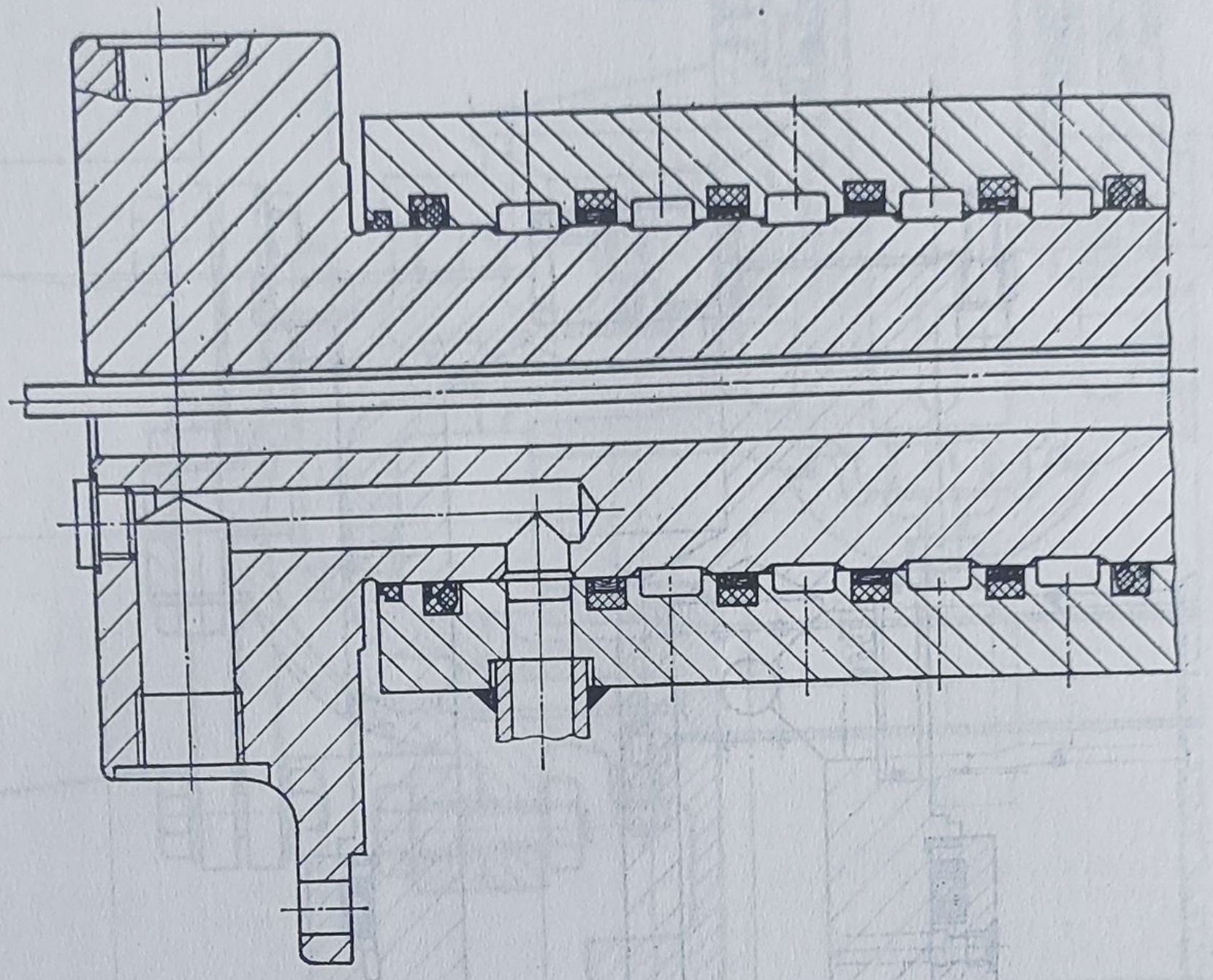


Fig. 8.63. Etanșarea cu inele *ROTOMATIC*, a unui distribuitor de la acționarea hidraulică a unui excavator.

de etanșare adecvat pentru condițiile grele de funcționare întîlnite în industria petrochimică, energetică, nucleară, transporturi etc.

Domeniul lor de utilizare acoperă o gamă largă de valori, pentru presiuni de la vid înaintat la 400—500 bar, temperaturi de la — 180°C la + 700°C și turații ce pot ajunge chiar la 20 000 rot/min, fluidele de etanșat fiind medii puternic corosive, chiar și cu suspensii solide.

Comparativ cu presetupele cu garnituri moi, etanșările frontale au următoarele avantaje: debite de scăpări reduse sau chiar nule, dacă condițiile de exploatare impun aceasta; durabilitate mare în exploatare; nu provoacă uzura arborelui; nu sînt sensibile la bătăile radiale și axiale ale arborelui; întreținere simplă; pierderi prin frecare reduse; nu impurifică produsul prin pătrunderea lubrifiantului.

Dezavantajele etanșărilor frontale sînt legate de faptul că au un cost inițial ridicat, dar calculele economice arată că utilizarea acestora revine de circa 2—3 ori mai ieftină pe 5 ani de exploatare decît cutiile de etanșare cu umplutură moale.

8.1.8.1. **Tipuri constructive.** Principalele cazuri în care se folosesc etanșări frontale sînt: arborii de la pompele centrifuge (fig. 8.65 [37]), arborii agitatoarelor de la recipientele sub presiune (fig. 8.66 [37]) și pompele de răcire de la autovehicule (fig. 8.67, *a*, *b* [41]).

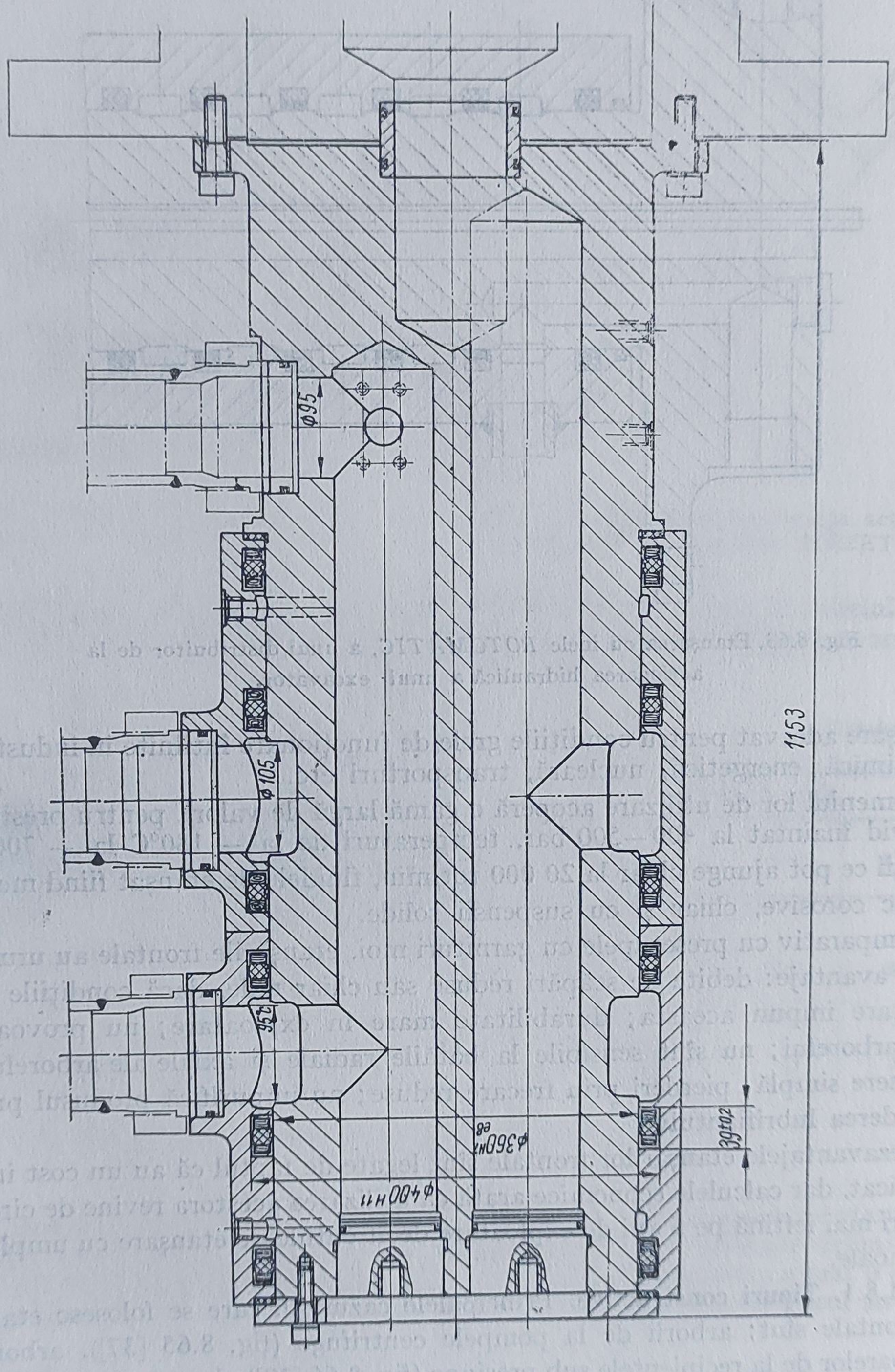


Fig. 8.64, Utilizarea inelelor ROTOMATIC în sistemul de acționare hidraulică a unui pod rulant.

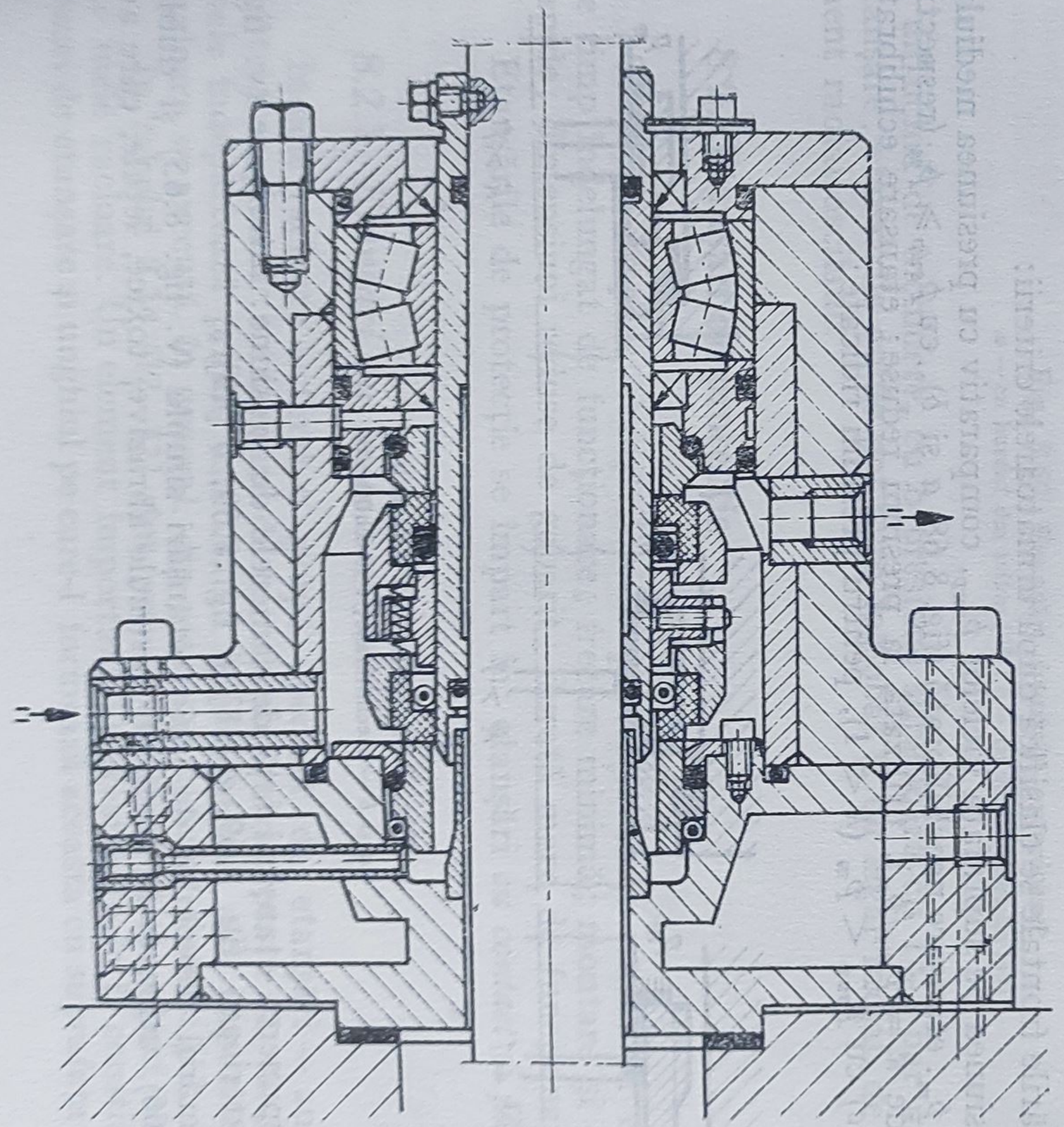


Fig. 8.66. Etanșarea frontală dublă cu lagăr înglobat de la arborele unui agitator [37].

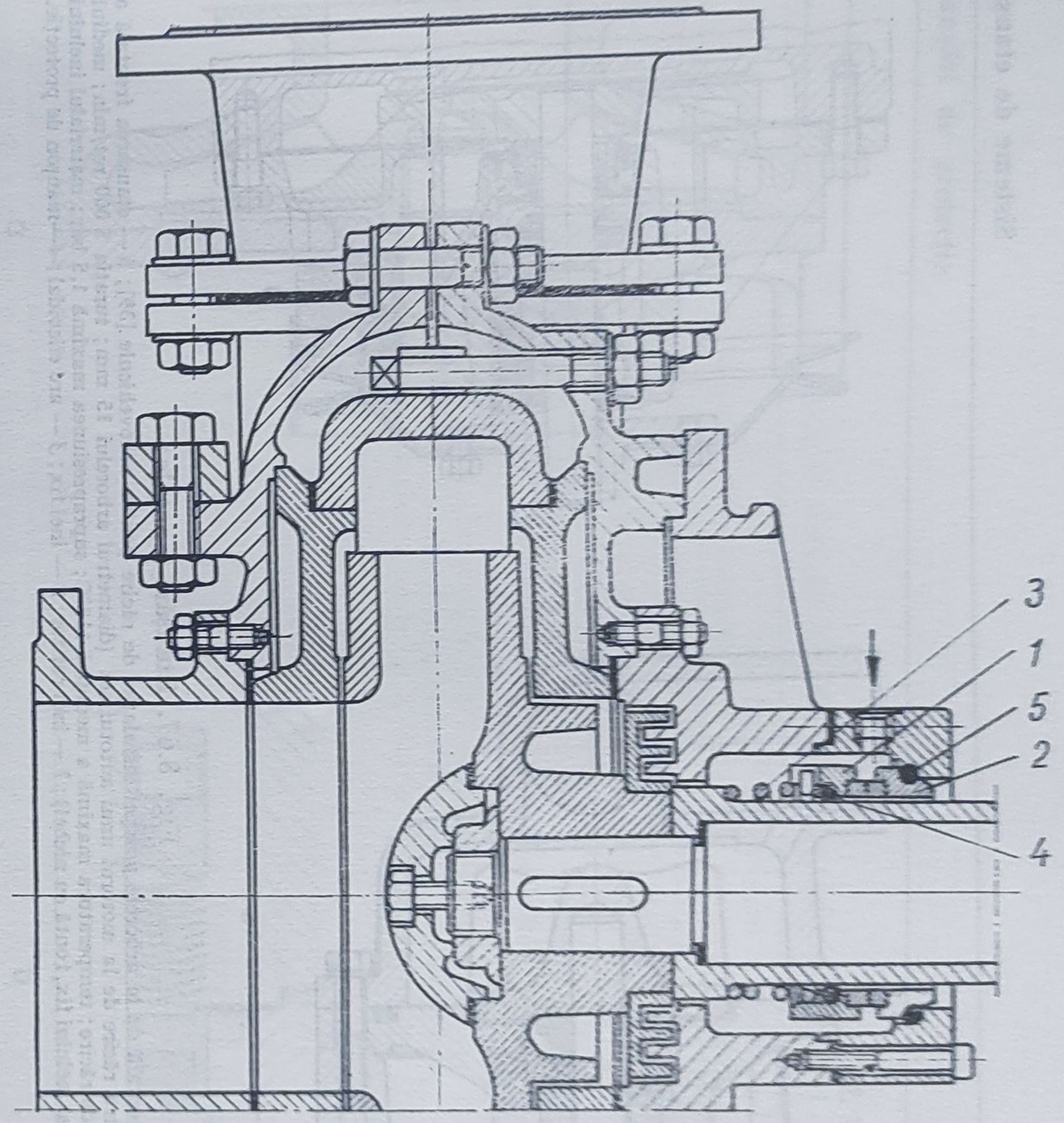


Fig. 8.65. Etanșarea frontală interioară de la arborele unei pompe centrifuge [37]:

1 — inel rotitor; *2* — inel fix; *3* — arc elicoidal; *4*, *5* — inele O.

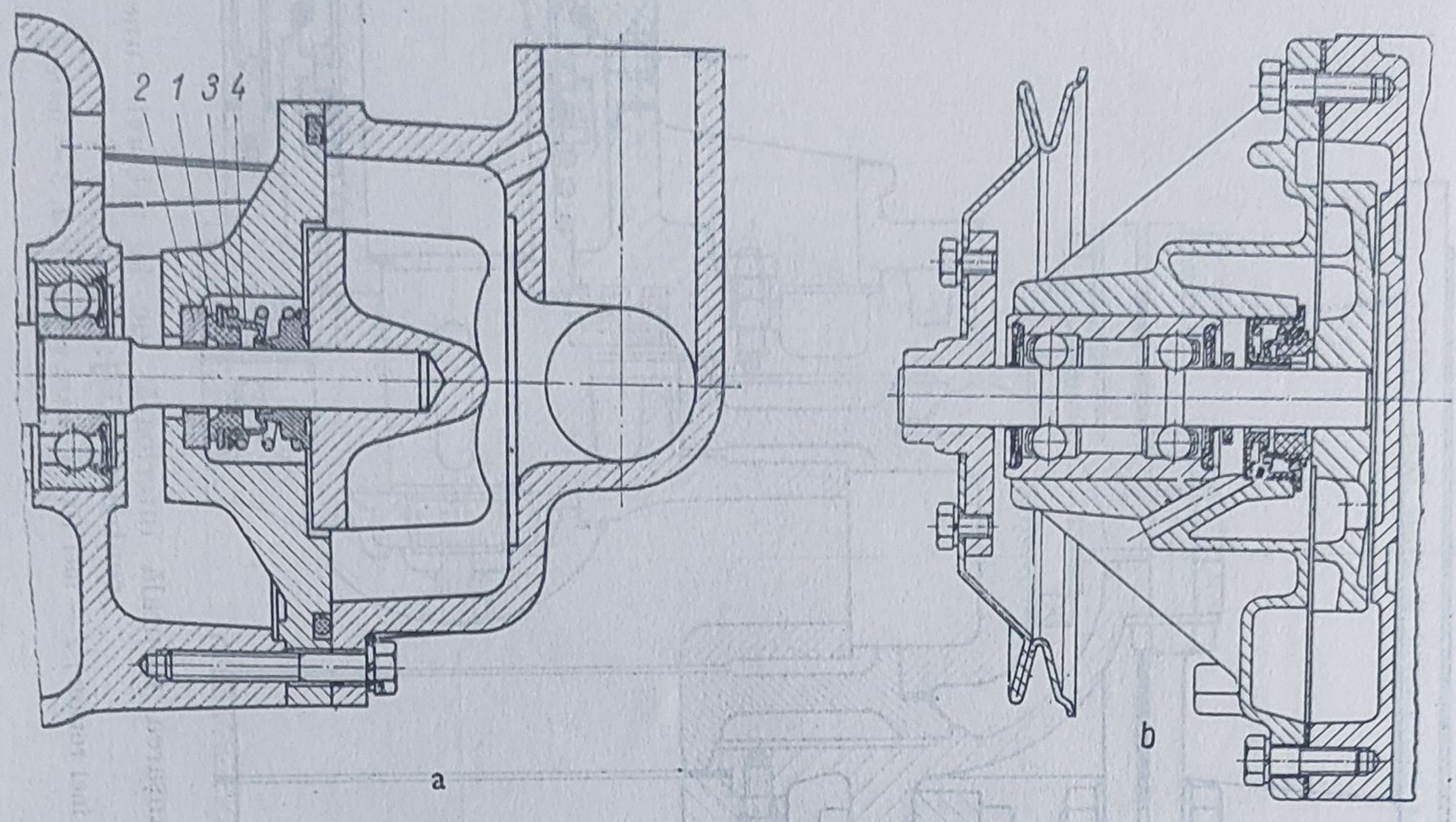


Fig. 8.67. Etanșări frontale:

a — etanșarea frontală de la arborele pompei instalației de răcire pentru autovehicule [39]; *b* — etanșarea frontală a unei pompe pentru răcire de la motorul unui autoturism (diametrul arborelui 15 mm; turația 5 000 rot/min; mediul etanșant, lichid de răcire; temperatura maximă a mediului 115°C; suprapresiunea maximă 1,5 bar; materialul inelului mobil, grafit iar al inelului fix, fontă cu nichel); *1* — inel rotitor; *2* — inel fix; *3* — arc elicoidal; *4*—manșon de protecție.

Etanșările frontale se clasifică după următoarele criterii:

a) presiunea pe suprafața inelelor p_{sup}, comparativ cu presiunea mediului de etanșat p_m: etanșare neechilibrată (fig. 8.68, *a* și *b*), cu $p_{sup} \geqslant p_m$ (respectiv $k \geqslant 1$, unde $k = p_{sup}/p_m$), utilizată la presiuni reduse; etanșare echilibrată (fig. 8.68, *c*) cu $p_{sup} < p_m$ ($k < 1$), pentru presiuni ridicate;

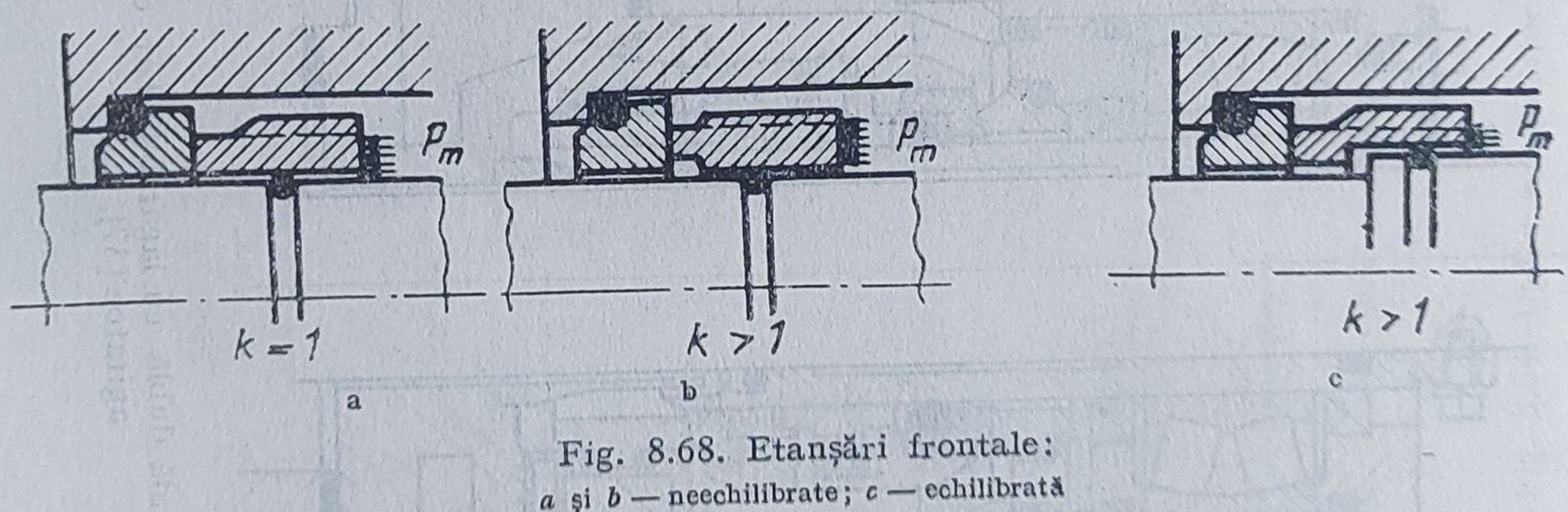


Fig. 8.68. Etanșări frontale:

a și *b* — neechilibrate; *c* — echilibrată

b) dispunerea etanșării față de camerele de presiune: interioare (v. fig. 8.65) și exterioare (fig. 8.69, *a* [48] și fig. 8.69, *b* [49]);

c) numărul perechilor de inele: etanșări simple (v. fig. 8.65) și duble (v. fig. 8.66), utilizate la medii cu particule abrazive, toxice, letale, care au

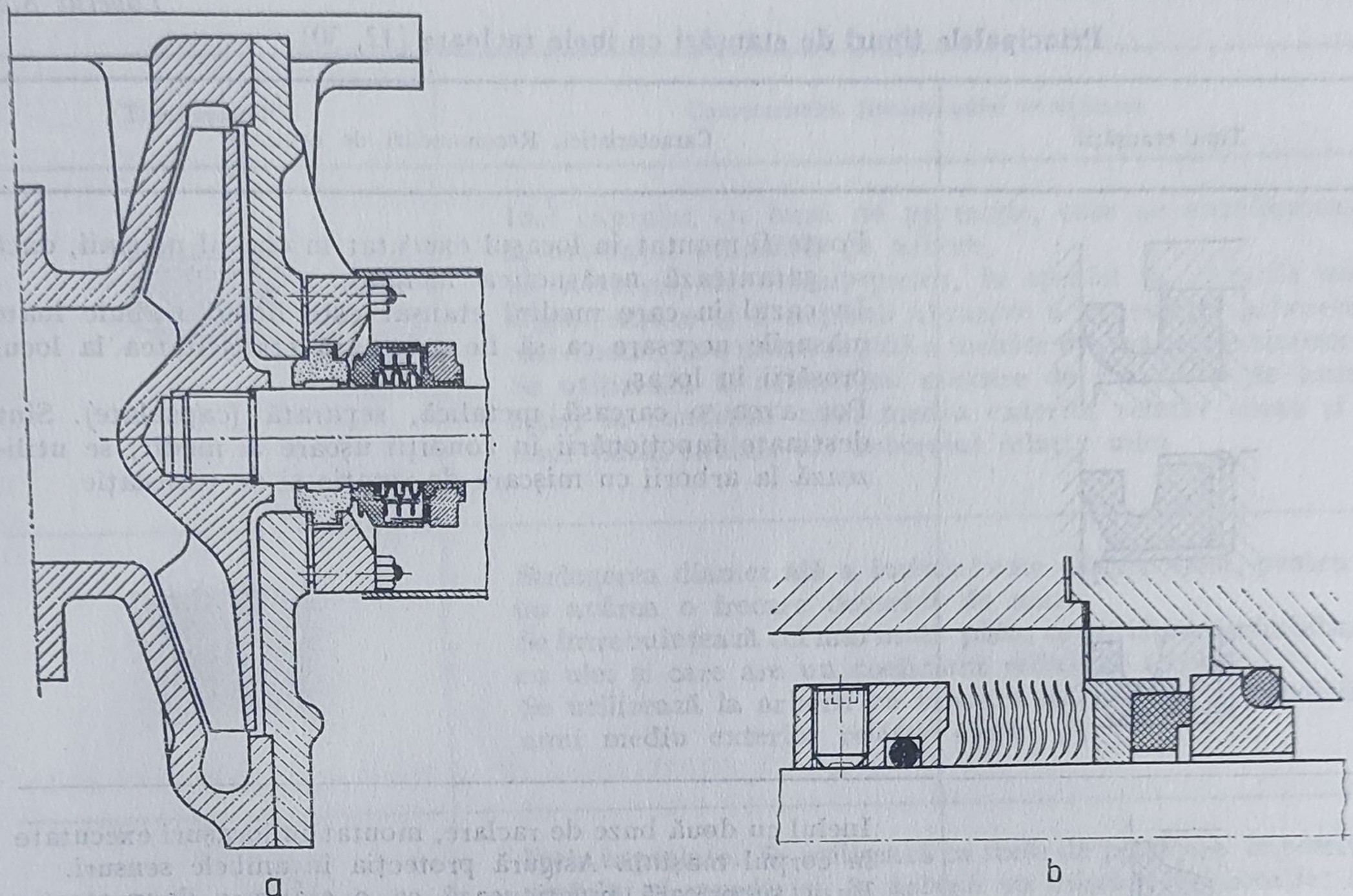


Fig. 8.69. Etanșări frontale exterioare:
a — cu burduf din teflon [48]; *b* — cu burduf metalic [49]

și un lichid de închidere, cu o presiune superioară cu 1—2 bar mediului de etanșare; etanșările duble pot avea înglobat și un lagăr radial, de obicei rulment radial oscilant.

8.2. Etanșări de protecție

Condițiile impuse etanșărilor de protecție sînt: realizarea etanșeității pe timp îndelungat de funcționare; frecare minimă; montare și demontare rapide; dimensiuni reduse de gabarit; durată mare de funcționare.

Etanșările de protecție se împart în: etanșări *cu contact* și *fără contact*.

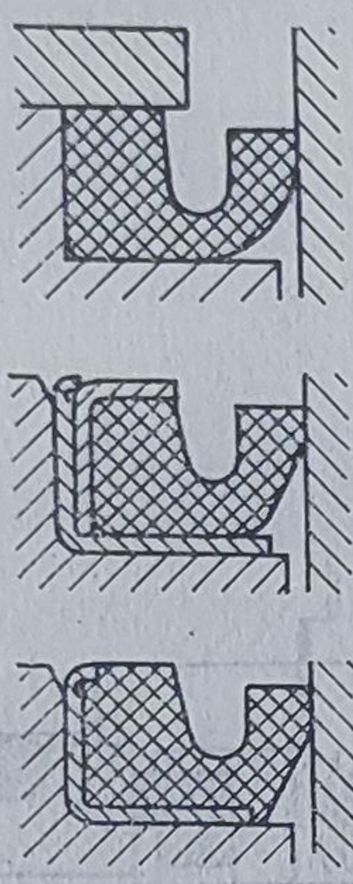
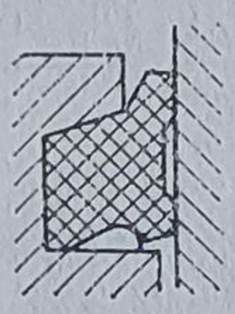
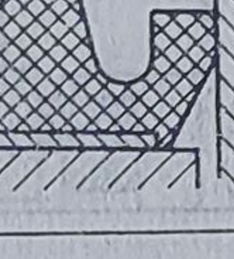
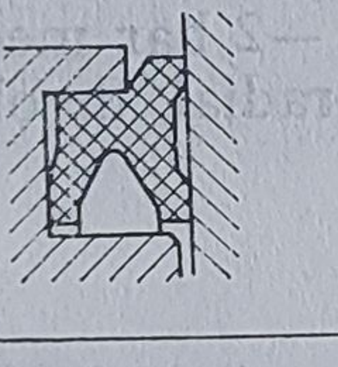
8.2.1. *Etanșări cu inele racloare*

Inelele racloare — fiind o grupă specială de etanșări — au ca scop protejarea pieselor cu mișcare de translație sau de rotație [2, 12, 32]; aceste inele îndepărtează praful, umiditatea, murdăria sau alte impurități. Inelele racloare se execută, în general, din piele sau cauciuc sintetic [12, 32].

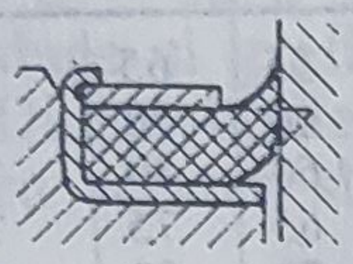
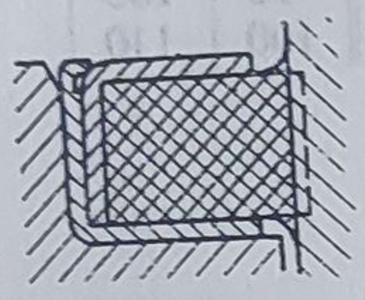
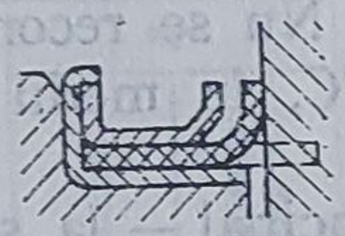
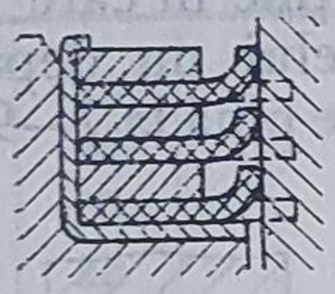
În tabelul 8.24 [12, 32] sînt prezentate principalele tipuri constructive de inele racloare. Un element important al acestor inele îl constituie forma buzei de etanșare și unghiul pe care-l formează aceasta cu suprafața protejată.

Tabelul 8.24

Principalele tipuri de etanșări cu inele racloare [12, 30]

Tipul etanșării	Caracteristici. Recomandări de utilizare
	Poate fi montat în locașul executat în corpul mașinii, dacă se garantează nerăsucirea inelului. În cazul în care mediul etanșat este lichid trebuie luate măsurile necesare ca să fie asigurată etanșeitatea la locul presării în locaș. Pot avea o carcasă metalică, separată (capsulate). Sînt destinate funcționării în condiții ușoare și medii; se utilizează la arborii cu mișcare de rotație și de translație
	Inelul cu două buze de raclare, montat în locașuri executate în corpul mașinii. Asigură protecția în ambele sensuri. Buza superioară funcționează ca o etanșare de protecție (raclare), buza inferioară înlăturînd scurgerile mediului, din interiorul mașinii sau mecanismului (în cazul presiunilor mici); presiunile mari conduc la extrudarea inelului, ceea ce implică montarea unei garnituri de etanșare suplimentare. Se utilizează la arborii cu mișcare de translație
	Se montează în locașuri executate în corpul mașinii. Secțiunea transversală a corpului inelului trebuie să fie relativ mică comparativ cu diametrul arborelui. Se utilizează la arborii cu mișcare de translație
	Inelul este presat de un arc lamelar; este capsulat. Arcul lamelar asigură o presiune mare de contact. Se utilizează la arborii cu mișcare de rotație și de translație, în condiții grele de funcționare
	Inel capsulat cu arc elicoidal de presare a garniturii. Arcul elicoidal mărește presiunea de contact, iar inelul suplimentar din cauciuc moale împiedică acțiunea mediului exterior asupra arcului. Se utilizează la arborii cu mișcare de rotație și de translație, în condiții grele de funcționare, în cazul unui mediu exterior foarte murdar.

Tabelul 8.24 (continuare)

Tipul etanșării	Caracteristici. Recomandări de utilizare
	Inel capsulat cu buză de protecție, care se autoformează la montajul etanșării pe arbore. Se folosește, de obicei, pielea, în special în cazurile unei ungeri sărace și a acțiunii abrazive a suprafeței arborelui, care conduc la o uzură rapidă a inelelor din materiale sintetice. Se utilizează la arborii cu mișcare de rotație și de translație, în condițiile unui mediu exterior relativ curat și a unor bătăi radiale ale arborelui relativ mici
	Strîngerea diametrală a inelului este relativ mică, pentru a nu apărea o frecare deosebit de mare. Se întrebuințează cel mai mult pîsla, capabilă să fie îmbibată cu ulei și care are un coeficient redus de frecare. Se utilizează la arborii cu mișcare de rotație, în condițiile unui mediu exterior relativ curat.
 	Inele capsulate. Se utilizează ca inele de protejare împotriva prafului și murdăriei, la arborii cu mișcare de rotație; cu turație joasă. În cazul întrebuințării teflonului — pentru inelele racloare — etanșarea poate funcționa la turații mult mai mari ale arborelui.

În fig. 8.70 sînt prezentate tipurile constructive de inele racloare produse de firmele *Hecker* [38], *Merkel* [41] și *SIMRIT* [43].

Dimensiunile locașurilor pentru inelele racloare sînt stabilite prin STAS 9100-71, în tabelul 8.25 [43] fiind date dimensiunile inelelor racloare produse de firma *SIMRIT*.

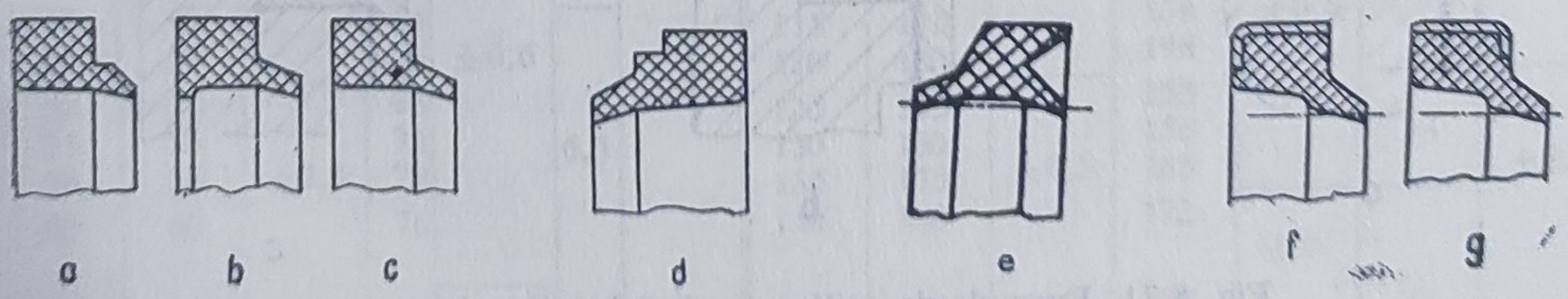
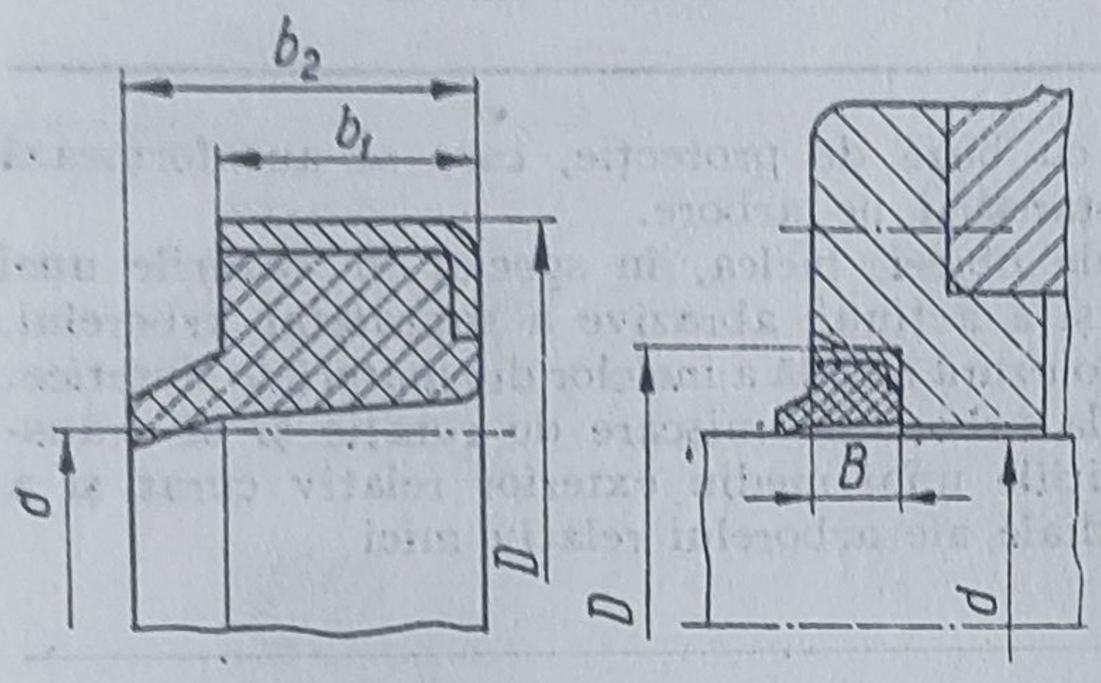


Fig. 8.70. Soluții constructive de inele racloare [38, 41, 43]

Tabelul 8.25

Dimensiunile inelelor racloare şi a locaşurilor respective, după firma SIMRIT [41]



Dimensiunile, mm				Dimensiunile, mm			
d	*D*	$b_1(B)$	b_2	*d*	*D*	$b_1(B)$	b_2
20	30	4	6	55	65	7	10
20	30	7	10	60	70	7	10
22	32	7	10	60	80	7	10
25	35	7	10	65	75	7	10
30	40	7	10	70	80	7	10
30	45	5	8	75	85	7	10
35	45	7	10	80	100	12	15
40	50	7	10	85	95	7	10
45	60	7	10	90	100	7	10
50	60	7	10	95	105	7	10
				100	110	7	10

8.2.2. *Etanşări cu inele din pîslă*

Se utilizează pe scară largă în construcţia de maşini, ca dispozitiv independent de etanşare sau ca element component al sistemelor combinate de etanşare [26]; sînt simple constructiv şi au cost scăzut. Nu se recomandă întrebuinţarea inelelor de pîslă la temperaturi de peste 90°C, în medii acide sau bazice.

Inelele din pîslă (fig. 8.71) pot fi utilizate — în principal — la subansamblele care funcţionează cu unsoare consistentă, în condiţiile în care viteza periferică a suprafeţelor în contact ale inelului şi arborelui nu depăşeşte 4,5 — 5,5 m/s [26]. În STAS 6577-70 se admit viteze periferice pînă la 7—9 m/s

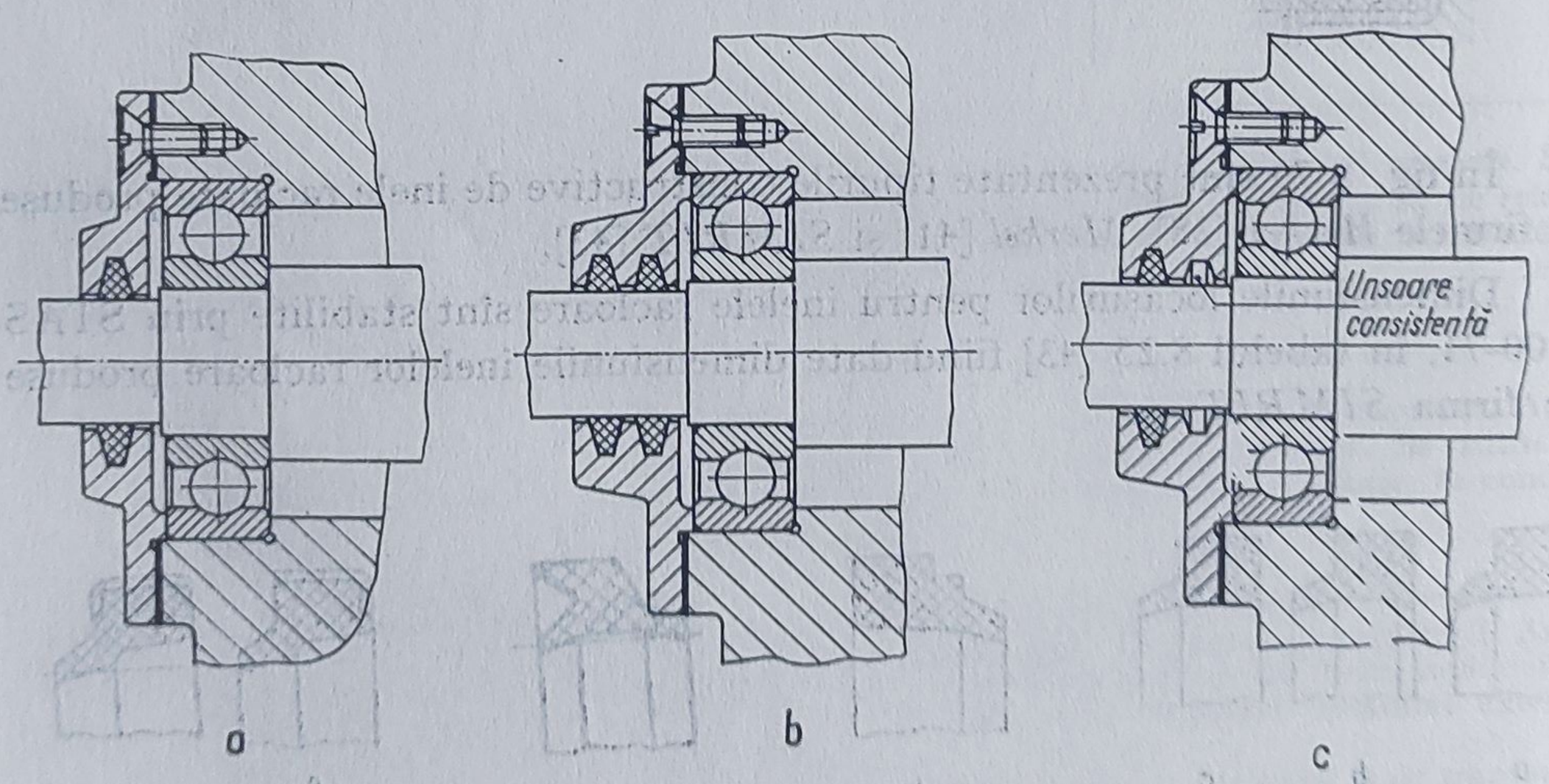


Fig. 8.71. Exemple de utilizare a inelelor din pîslă.

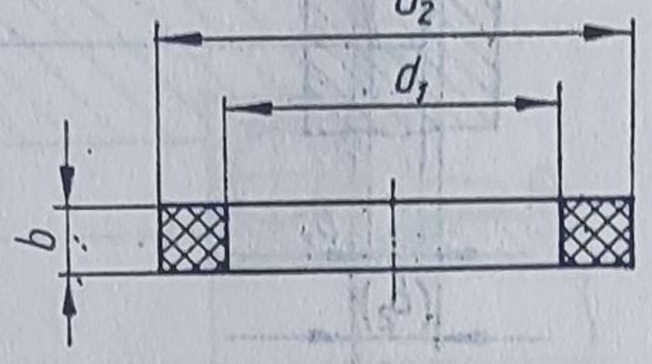
Frecarea dintre inelul din pîslă și piesa mobilă este importantă, coeficientul de frecare al pîslei — îmbibată cu ulei mineral—fiind de 0,15 [2]. Se recomandă ca suprafața arborelui — în contact cu inelul din pîslă — să se rectifice fin, avînd o duritate de min 45 HRC [26, STAS 6577-70].

Înainte de montare, inelele din pîslă se impregnează — la temperatura de 70-80°C — cu o soluție de 2/3 ulei mineral și 1/3 parafină, în care se poate introduce și grafit coloidal, pentru a reduce coeficientul de frecare [2, 26].

Dimensiunile inelelor (tabelul 8.26), a benzilor din pîslă și a canalelor pentru acestea sînt standardizate prin STAS 6577-70 (tabelul 8.27).

Tabelul 8.26

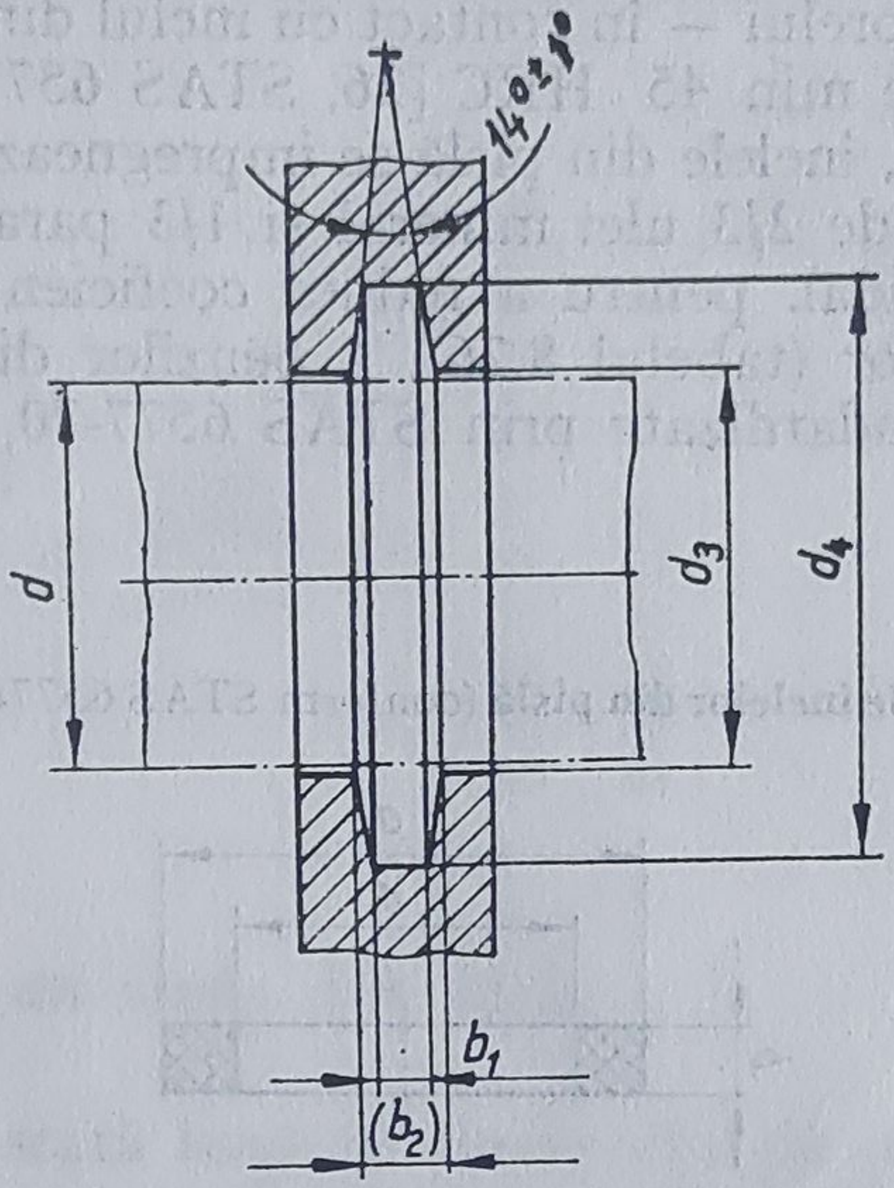
Dimensiunile inelelor din pîslă (conform STAS 6577-70), mm



Diametrul arborelui d	d_1		d_2		b		Diametrul arborelui d	d_1		d_2		b	
	Nominal	Abaterile limită	Nominal	Abaterile limită	Nominal	Abaterile limită		Nominal	Abaterile limită	Nominal	Abaterile limită	Nominal	Abaterile limită
17	17		27				65	65		81			
18	18		28		4		68	68		84		6,5	±04
20	20		30				70	70		88			
22	22		32				72	72	±0,6	90			
25	25	±0,4	37				75	75		93			
26	26		38				78	78		96	±0,7	7,5	
28	28		40				80	80		98			
30	30		42	±0,5			82	82		100			±0,5
32	32		44				85	85		103			
35	35		47		5	±0,4	88	88		108			
36	36		48				90	90		110		8,5	
38	38		50				95	95	±0,7	115			
40	40	±0,5	52				100	100		124			
42	42		54				105	105		129			
45	45		57				110	110		134		10	
48	48		64				115	115		139	±0,8		
50	50		66	±0,6			120	120		144			
52	52		68				125	125		153			
55	55		71		6,5		130	130		158		11	
58	58	±0,6	74				135	135	±0,8	163			±0,6
60	60		76				140	140		172			
											±1		
62	62		78	±0,7			145	145		177		12	

Tabelul 8.27

Canale pentru inele sau benzi din pîslă (conform STAS 6577-70), mm

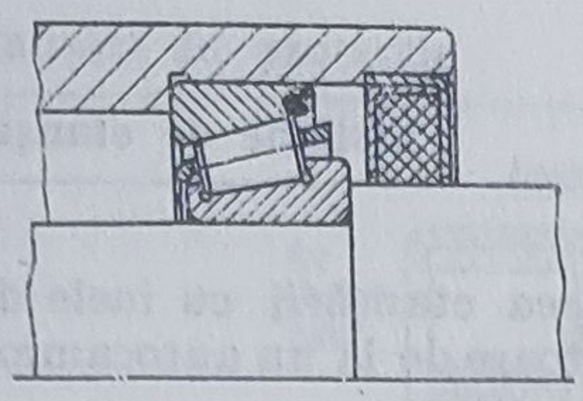


d h 11	d_3 H12	d_4 H12	b_1 H13	b_2	d h11	d_3 H12	d_4 H12	b_1 H13	b_2
17[1)]	18[2)]	28			58[1)]	59[2)]	75		
18	19	29	3	4,3	60	61,5	77		
20	21	31			62	63,5	79	5	7
22	23	33			65	66,5	82		
25	26	38			68	69,5	85		
26	27	39			70	71,5	89		
28	29	41			72	73,5	91		
30	31	43			75	76,5	94		
32	33	45			78	79,5	97	6	8,2
35	36	48	4	5,5	80	81,5	99		
36	37	49			82	83,5	101		
38	39	51			85	86,5	104		
40	41	53			88	89,5	109		
42	43	55			90	92	111	7	9,4
45	46	58			95	97	116		
48	49	65			100	102	125		
50	51	67			105	107	130		
52	53	69	5	7	110	112	135	8	10,4
55	56	72			115	117	140		

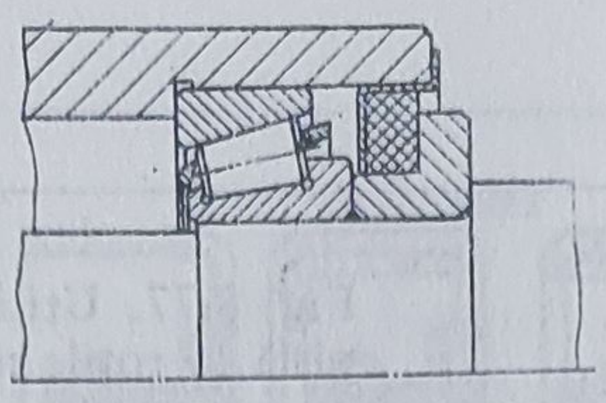
Observații: 1. Se admite folosirea și a altor toleranțe pentru arbore, fără a depăși abaterile limită corespunzătoare cîmpului h_{11};
2. În cazul rulmenților oscilanți, valorile pentru d_3 pot fi alese mai mari decît cele din tabel.

Pe desen, un inel din pîslă pentru arbore, cu diametrul $d = 30$ mm se notează conform STAS 6577-70: IP 30 STAS 6577-70.

În fig. 8.72—8.77 sînt prezentate cîteva tipuri constructive de etanșări cu inele din pîslă.



a



b

Fig. 8.72. Etanșarea unui rulment cu inel din pîslă capsulat.

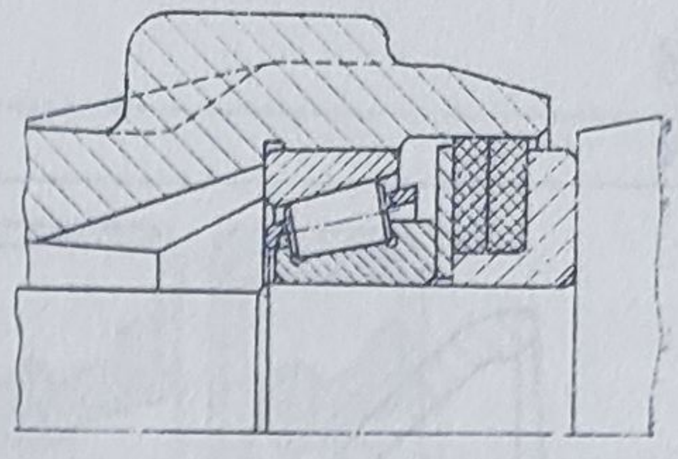
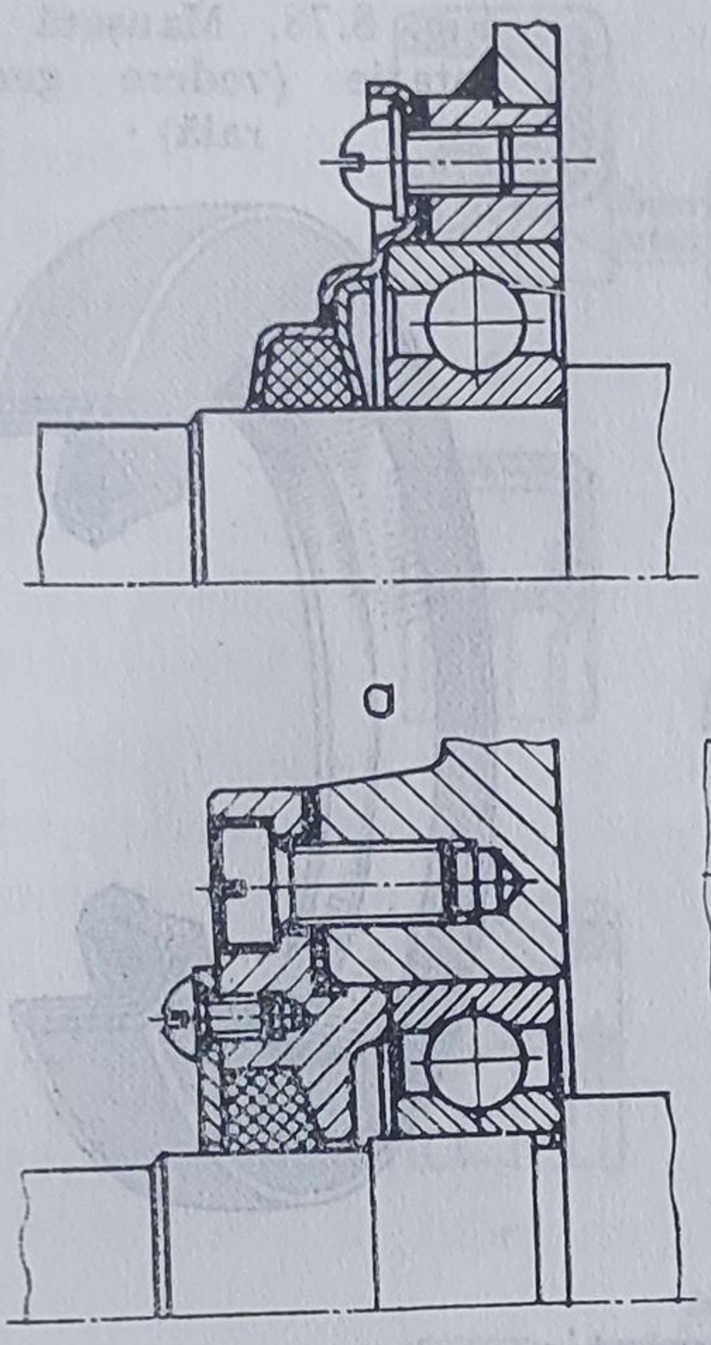


Fig. 8.73. Etanșarea unui rulment cu benzi din pîslă, presate axial.

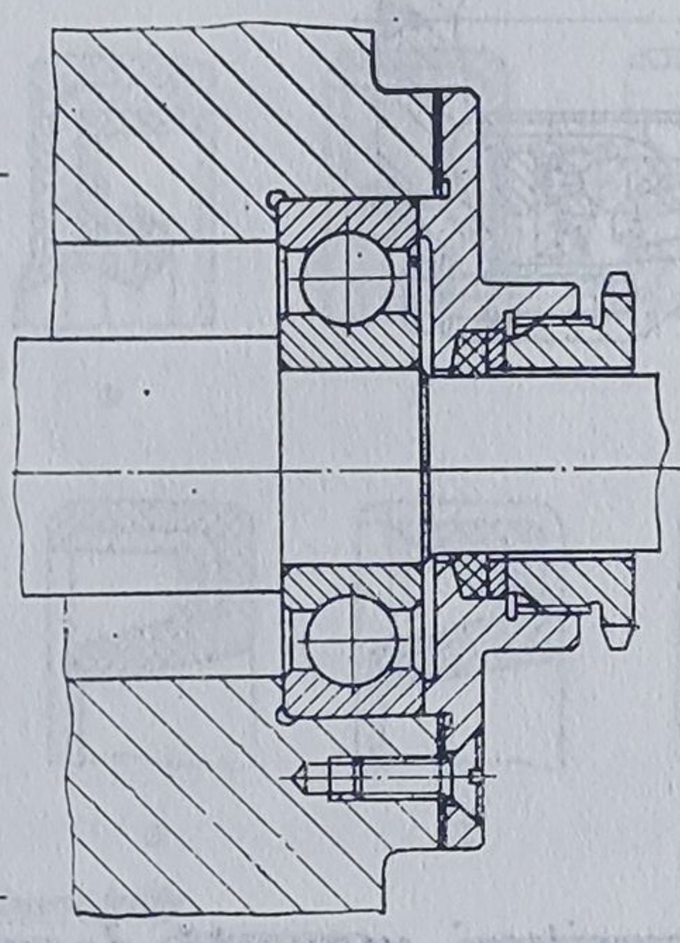


a

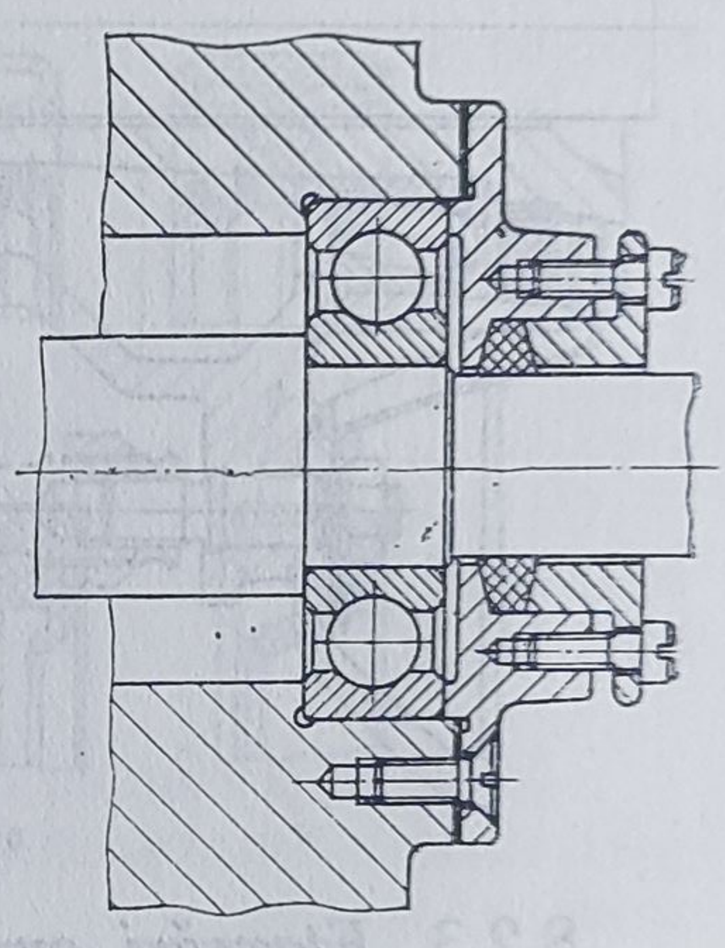
b

Fig. 8.74. Exemple de utilizare a inelelor din pîslă la etanșarea rulmenților:

a — inelul este montat într-un capac din tablă; *b* — inelul este presat axial.

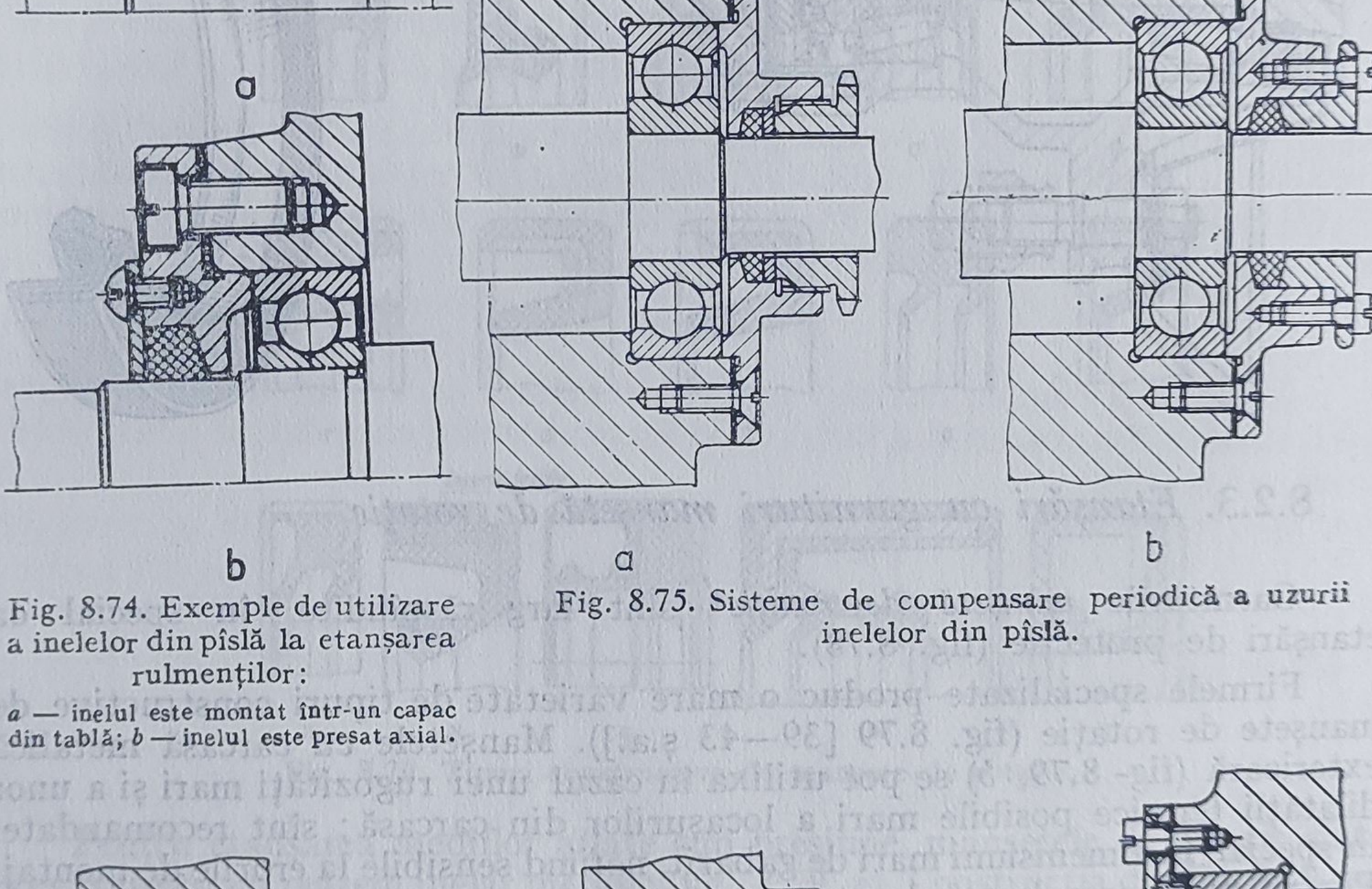


a



b

Fig. 8.75. Sisteme de compensare periodică a uzurii inelelor din pîslă.



a

b

c

Fig. 8.76. Sisteme de compensare automată a uzurii inelelor din pîslă.

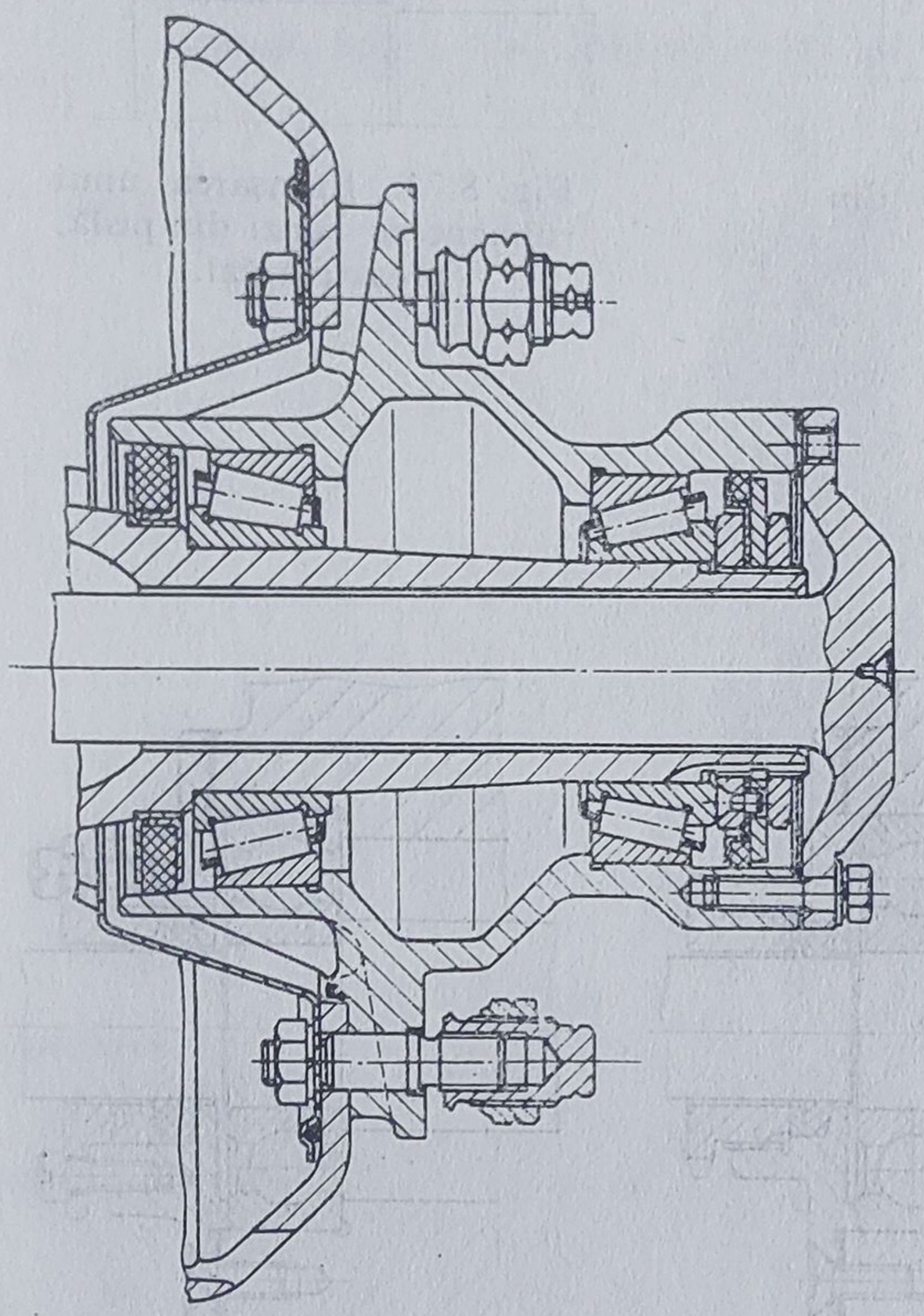


Fig. 8.77. Utilizarea etanșării cu inele din pîslă la roțile motoare de la un autocamion.

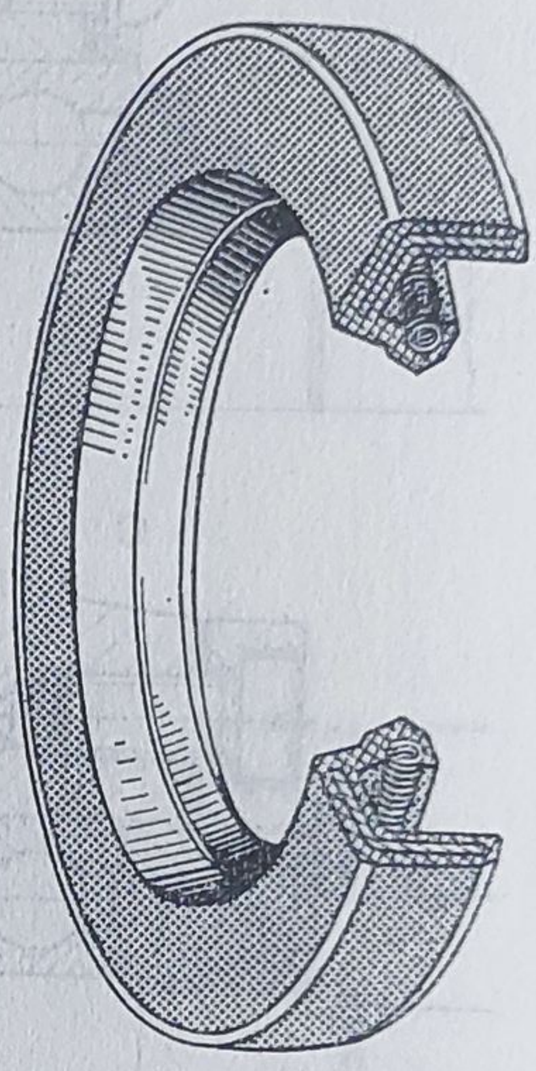


Fig. 8.78. Manșetă de rotație (vedere generală)

8.2.3. *Etanșări cu garnituri manșetă de rotație*

Garniturile *manșetă de rotație** sînt larg răspîndite, în special ca etanșări de protecție (fig. 8.78).

Firmele specializate produc o mare varietate de tipuri constructive de manșete de rotație (fig. 8.79 [39—43 ș.a.]). Manșetele cu carcasă metalică exterioară (fig- 8.79, *b*) se pot utilixa în cazul unei rugozități mari și a unor dilatății termice posibile mari a locașurilor din carcasă; sînt recomandate, în special, la dimenisiuni mari de gabarit, nefiind sensibile la erorile de montaj. Pentru protejarea buzei de etanșare împotriva murdăriei și pentru a evita coroziunea arborelui în zona de contact a buzei de etanșare, manșetele standard pot fi prevăzute cu buze suplimentare de protecție, care se mai numesc și *buze antipraf* (fig. 8.79, *i-n*); buzele suplimentare — una sau două — pot fi îndreptate înspre interior (fig. 8.79, *l*) sau înspre exterior (fig. 8.79, *i-k,m*). Pentru obținerea unei rigidități mai mari se prevede un inel metalic suplimentar, de rigidizare (fig. 8.79, *c* și *k*).

Manșetele de rotație cu două buze de etanșare (cu *dublă etanșare:* fig. 8.79, *p* și *r*) se utilizează în cazul în care este necesară despărțirea a două medii diferite.

* Sînt cunoscute și sub denumirea de *Simmering*.

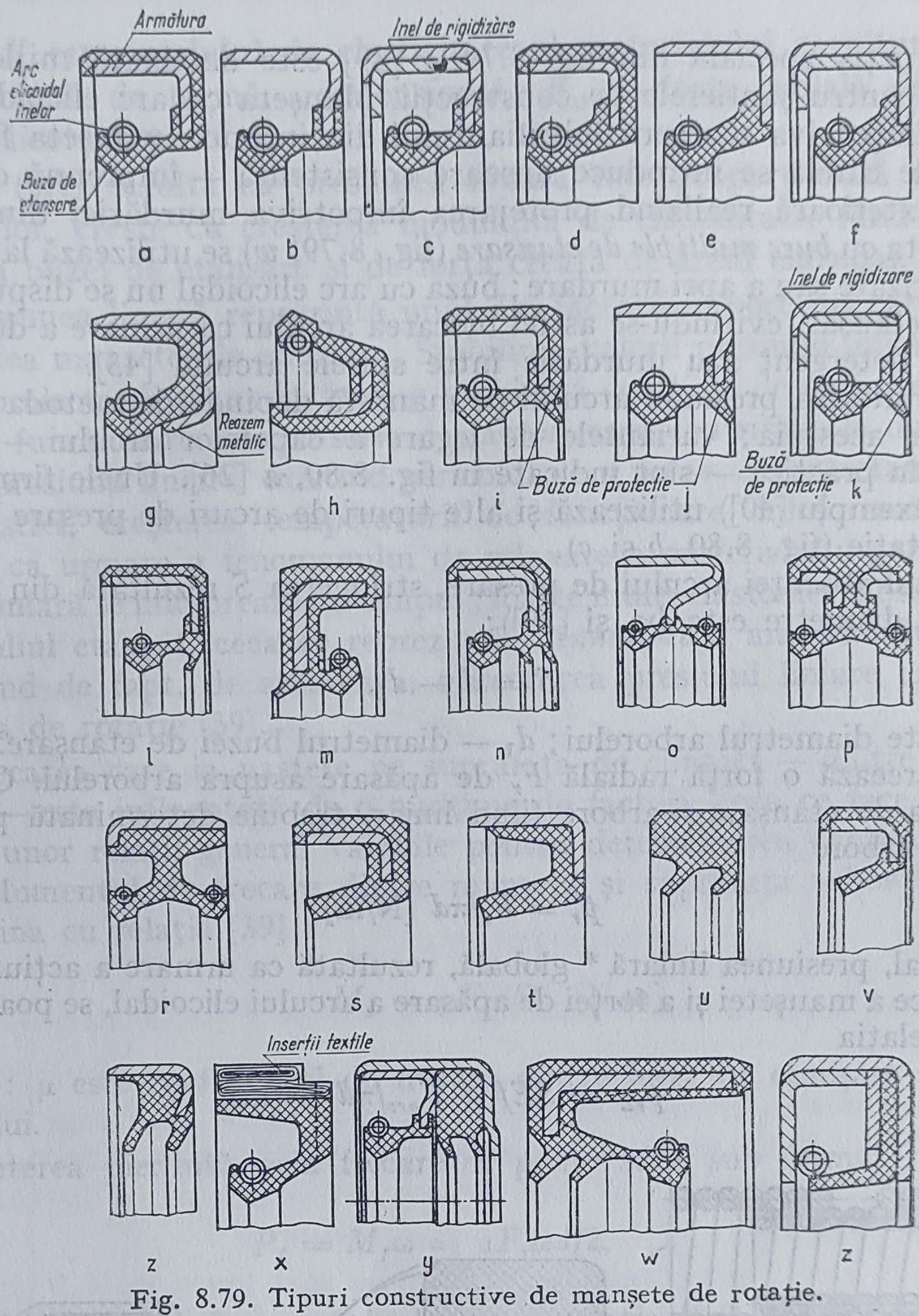


Fig. 8.79. Tipuri constructive de manșete de rotație.

Pentru etanșarea mediilor aflate sub presiune, manșetele de rotație sînt prevăzute cu un reazem inelar metalic (fig. 8.79, *g*). Construcția din fig. 8.79, *n* are buza de etanșare extrem de scurtă, putînd fi utilizată pentru etanșarea mediilor cu presiuni mari, fără a avea reazemul metalic suplimentar. Utilizată pentru etanșarea mediilor agresive, manșeta din fig. 8.79, *g* este executată din teflon.

În cazul etanșărilor simple, fără importanță, cînd spațiul destinat montării garniturii este destul de mic, se pot utiliza manșetele de rotație fără arc de presare (fig. 8.79, *s-z*).

Dacă carcasele mașinilor sînt executate din două părți se recomandă — în special pentru industria de mașini grele — manșetele din fig. 8.79, *x*, care au la partea exterioară inserții textile.

Construcția specială din fig. 8.79, *y* [39] este destinată mijloacelor de transport, pentru șantierele de construcții. Manșeta cu arc elicoidal asigură etanșarea împotriva scurgerii lubrifiantului din interior, manșeta fără arc — între buzele căreia se introduce unsoare consistentă — împreună cu carcasa metalică exterioară realizînd protejarea împotriva murdăriei din exterior.

Manșeta cu *buze multiple de etanșare* (fig. 8.79, *w*) se utilizează la etanșarea apei pulverizate sau a apei murdare; buza cu arc elicoidal nu se dispune înspre mediul de etanșat, evitîndu-se astfel blocarea arcului ca urmare a depunerilor de calcar, detergent sau murdărie între spirele arcului [43].

Uniformitatea presiunii arcului pe manșetă depinde de metoda de legare a capetelor acestuia; variantele de legare a capetelor arcului — cele mai răspîndite în practică — sînt indicate în fig. 8.80, *a* [26]. Unele firme specializate (de exemplu [40]) utilizează și alte tipuri de arcuri de presare a manșetelor de rotație (fig. 8.80, *b* și *c*).

În cazul absenței arcului de presare, strîngerea *S* rezultată din diferența celor două diametre este (v. și [39]):

$$S = d - d_1, \tag{8.5}$$

unde: d este diametrul arborelui; d_1 — diametrul buzei de etanșare. Această strîngere creează o forță radială F_r de apăsare asupra arborelui. Contactul dintre buza de etanșare și arbore fiind liniar, trebuie determinată presiunea liniară pe arbore

$$p_r = F_r/\pi d \ [\mathrm{N/m}]. \tag{8.6}$$

În final, presiunea liniară * globală, rezultată ca urmare a acțiunii strîngerii elastice a manșetei și a forței de apăsare a arcului elicoidal, se poate determina cu relația

$$p_{r\Sigma} = SEf + F_{arc}/\pi d \ [\mathrm{N/m}], \tag{8.7}$$

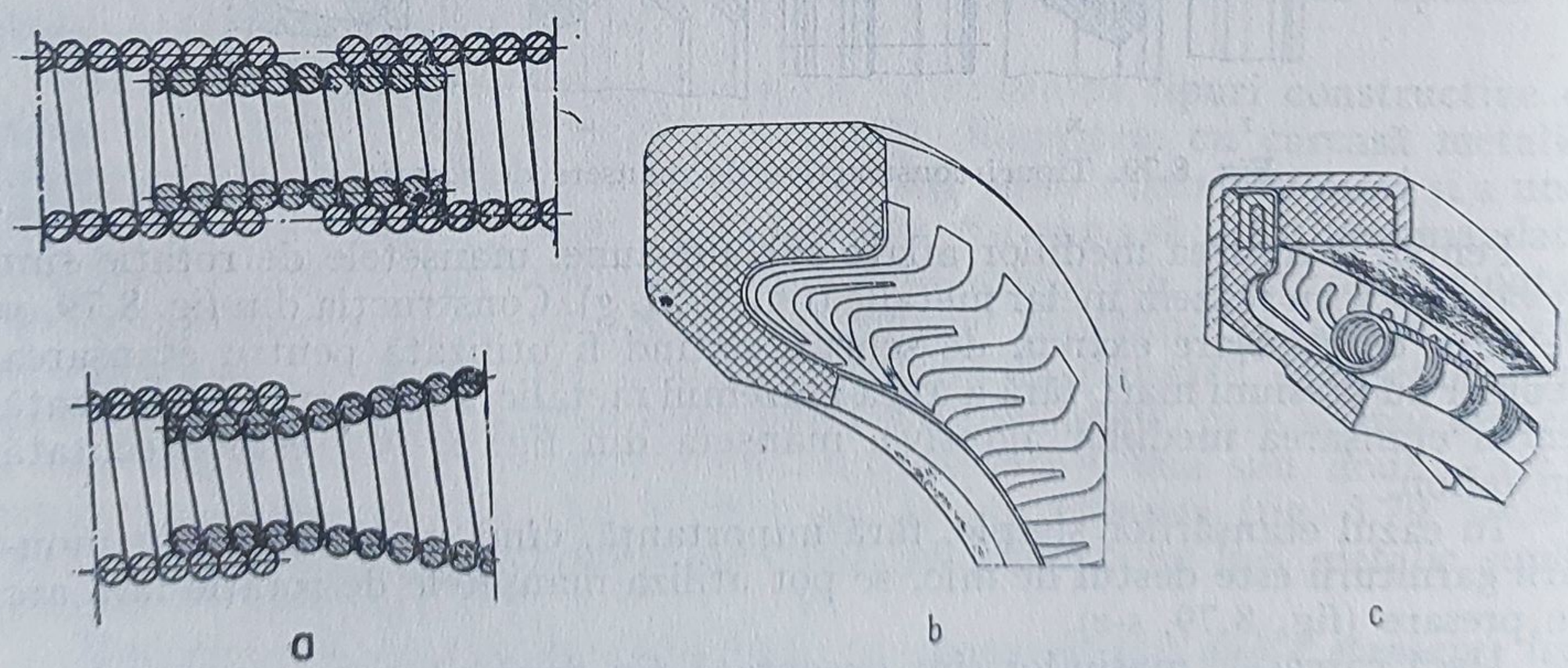


Fig. 8.80. Variante de montare a arcurilor manșetelor de rotație.

* Forța radială specifică

în care: E este modulul de elasticitate al materialului garniturii în N/m^2; f — coeficient de formă, adimensional; F_{arc} — forța radială de apăsare a arcului elicoidal, în N.

Din (8.7) rezultă că presiunea liniară este proporțională cu diferența diametrelor, crește cu creșterea modulului de elasticitate, fiind dependentă de forma buzei de etanșare și de forța creată de arcul elicoidal.

Presiunea liniară reprezintă unul din factorii importanți care determină fiabilitatea manșetei de etanșare. Stabilirea valorii presiunii liniare constituie pentru proiectanți și producători o problemă esențială de optimizare. În procesul de funcționare apar o serie de factori care contribuie la diminuarea în timp a presiunii liniare, existînd pericolul de a nu se asigura etanșeitatea impusă. Astfel, creșterea temperaturii de funcționare micșorează presiunea liniară; ca urmare a fenomenului de relaxare a materialului garniturii, presiunea liniară se micșorează cu timpul; foarte mulți elastomeri absorb particule din mediul etanșat, ceea ce reprezintă o *înmuiere* a materialului garniturii producînd de fapt, de asemenea, micșorarea presiunii liniare exercitate de manșeta de rotație [39].

Frecarea care ia naștere pe suprafața de contact — dintre manșetă și arbore — este influențată de o mulțime de factori, ceea ce face dificilă stabilirea unor relații general valabile pentru determinarea cantitativă a frecării. Momentul de frecare dintre manșetă și suprafața arborelui se poate determina cu relația [39]

$$M_f = \mu F_r d/2 \quad [\text{N.m}], \tag{8.8}$$

în care: μ este coeficientul de frecare dintre buza de etanșare și suprafața arborelui.

Puterea pierdută prin frecare se poate scrie sub forma

$$P_f = M_f \omega = \mu F_r \omega d/2, \tag{8.9}$$

sau, înlocuind $\omega = 2\pi n$ și n, în 1/s [v. și relația (8.6)], se obține

$$P_f = (\pi d^2)\, \mu p_r n \quad [\text{W}]. \tag{8.10}$$

Firmele specializate prezintă diagrame care permit determinarea orientativă a puterii pierdute prin frecare, diagrame determinate experimental, în anumite condiții de încercare (fig. 8.81 [43], pentru manșete cu o singură buză de etanșare). Natural, valorile absolute rezultate din astfel de diagrame, nu sînt universal valabile.

Pentru realizarea unei bune etanșeități se recomandă ca suprafața arborelui să aibă rugozitatea maximă de $R_a = 0,4 \ldots 1,6$ μm [2]. Suprafața arborelui în zona de contact trebuie să fie rectificată, fără rizuri elicoidale,

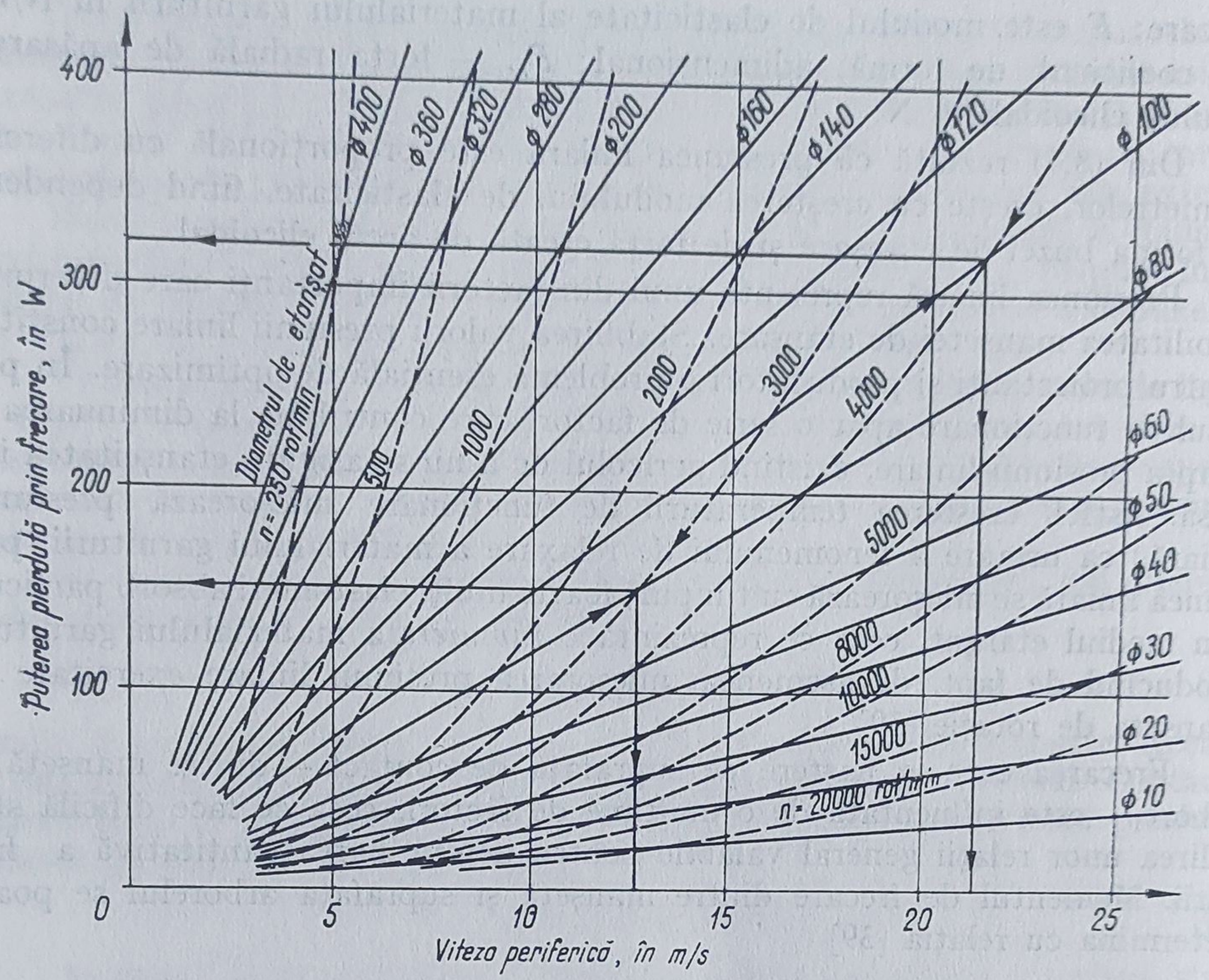


Fig. 8.81. Diagramă pentru determinarea orientativă a puterii pierdute.

zgîrieturi sau bavuri, duritatea suprafeței trebuind să fie minimum 45 HRC. În cazul utilizării în medii cu multe impurități, precum și la viteze de peste 4 m/s, suprafața arborelui — în zona de contact — trebuie să fie călită cu min 55 HRC [43].

Manșetele care funcționează la o presiune mai mare de 0,5 daN/cm² trebuie să fie prevăzute cu un inel de sprijin (v. și fig. 8.85, 8.87), care să evite întoarcerea pe dos a buzei de etanșare; inelul de sprijin trebuie adaptat profilului manșetei de rotație.

Garniturile manșetă de rotație cu dublă etanșare (v. fig. 8.79, *p* și *r*) se întrebuințează numai în cazurile în care este necesară etanșarea între două spații distincte, conținînd medii diferite care nu trebuie să se amestece; aceasta deoarece generează forțe mari de frecare.

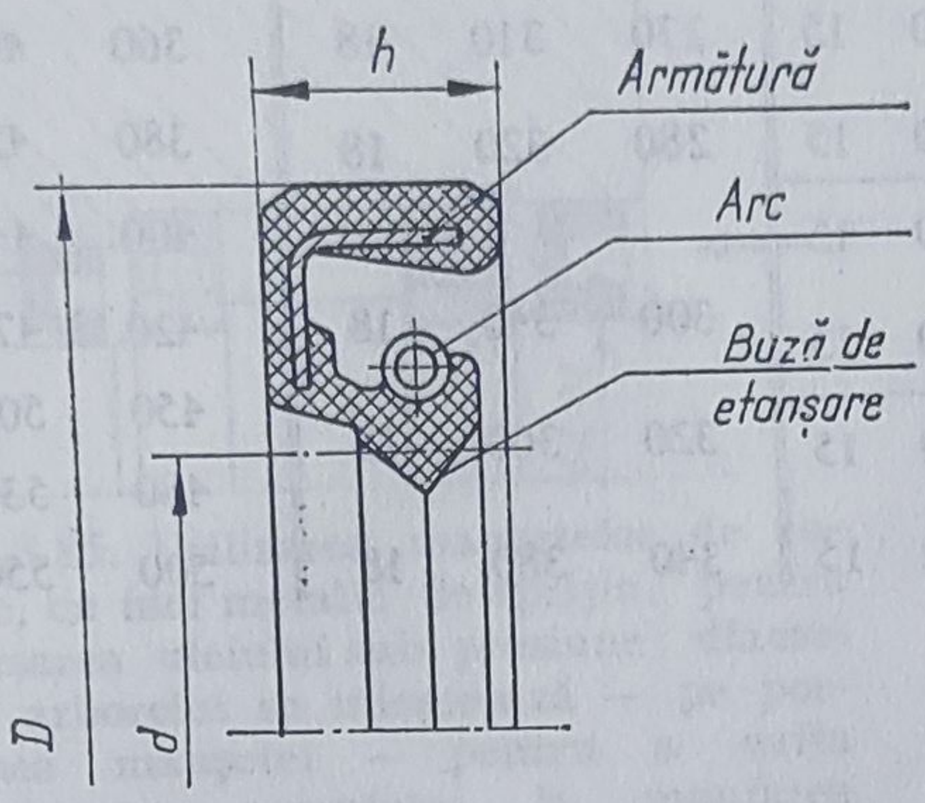
Dimensiunile manșetelor de rotație (tabelul 8.28) sînt standardizate prin STAS 7950/2-72, locașurile pentru aceste garnituri fiind indicate în STAS 7950/3-72.

Exemple de utilizare a diferitelor tipuri constructive de manșete de rotație sînt prezentate în fig. 8.82—8.90 [39, 43, 44].

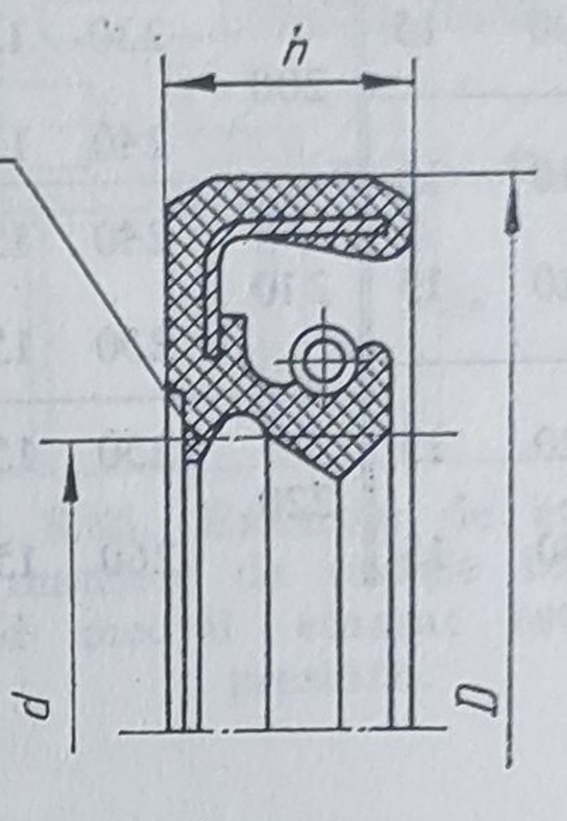
Tabelul 8.28

Dimensiunile garniturilor manşetă de rotaţie (conform STAS 7950/2-72), mm

Forma A



Forma B



d	D	h
10	22	7
	26	7
	30	10
12	22	7
	24	7
	28	7
	30	10
	32	10
14	30	7
	35	10
15	30	7
	35	10
	40	10
16	30	7
	35	10
	40	10
18	30	7
	35	7
	40	10
19	35	7
20	30	7
	35	7
	40	10
	47	10
22	35	7
	40	10
25	35	7
	40	7
	47	10
	50	10
	62	10
26	40	7
	45	10
28	40	7
	50	10
30	40	7
	50	10
	55	10
	62	10
35	50	7
	55	10
	62	10
	72	10
38	58	10
	62	10
40	55	7
	60	10
	65	10
	80	10
45	60	8
	65	10
	72	10
	80	10
48	65	10
	70	10
	80	10
50	65	8
	68	10
	70	10
	75	10
	80	10
52	72	10
	75	10
	80	10
55	70	8
	75	10
	80	10
	85	10
	90	10
58	80	10
	90	10
60	75	8
	80	10
	85	10
	90	10
65	90	10
	95	10
70	90	10
	95	10
	100	10
75	95	10
	100	10
	110	12
80	100	10
	105	10
	110	10
	115	12
85	105	12
	110	12
	120	15
90	110	12
	115	12
	120	12
	125	15
95	120	12
	125	12
100	130	12
	140	15
110	140	15
	150	15
	150	12
120	140	12
	150	12
	160	15
125	150	12
	155	12
	160	15
130	160	15
	170	15
135	170	15
140	170	15
	180	15
145	180	15
150	180	15
	190	15
160	190	15
	200	15

Tabelul 8.28 (continuare)

d	D	h	d	D	h	d	D	H	d	D	H	d	D	H
170	200	15	200	230	15	230	260	15	270	310	18	360	400	18
				240	15		270	15	280	320	18	380	420	18
180	210	15	210	240	15	240	270	15				400	440	18
	220	15		250	15		280	15	300	340	18	420	470	22
190	220	15	220	250	15	250	280	15	320	360	18	450	500	22
	230	15		260	15		290	15	340	380	18	480	530	22
												500	550	22

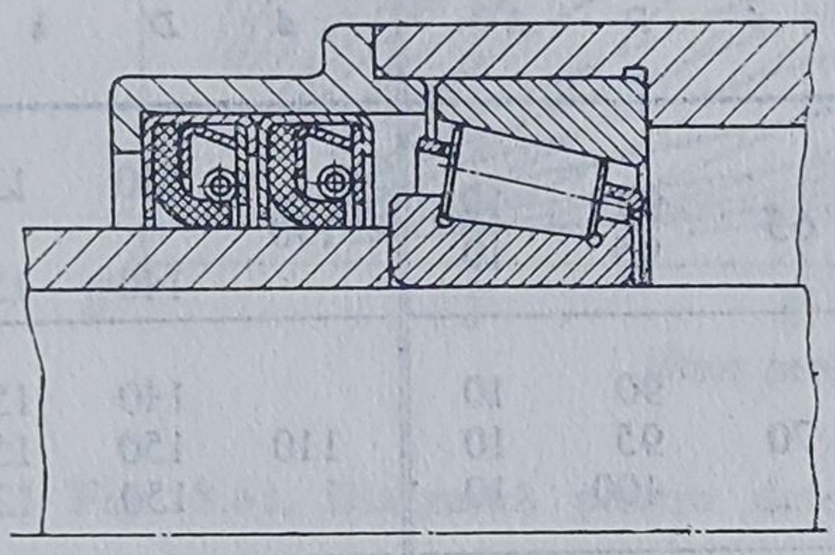


Fig. 8.82. Etanșarea unui reazem cu rulmenți cu două manșete de rotație, capsulate și rigidizate.

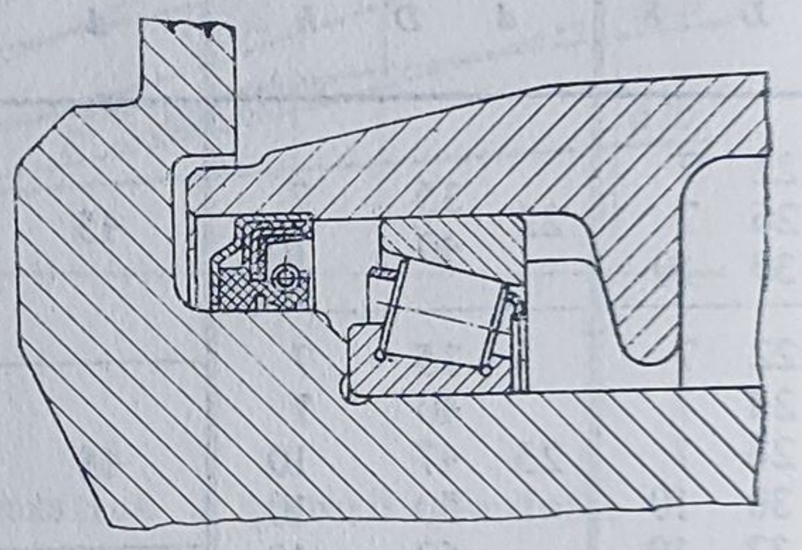


Fig. 8.83. Utilizarea unei manșete de rotație capsulată, cu buză suplimentară, pentru un mediu exterior deosebit de murdar.

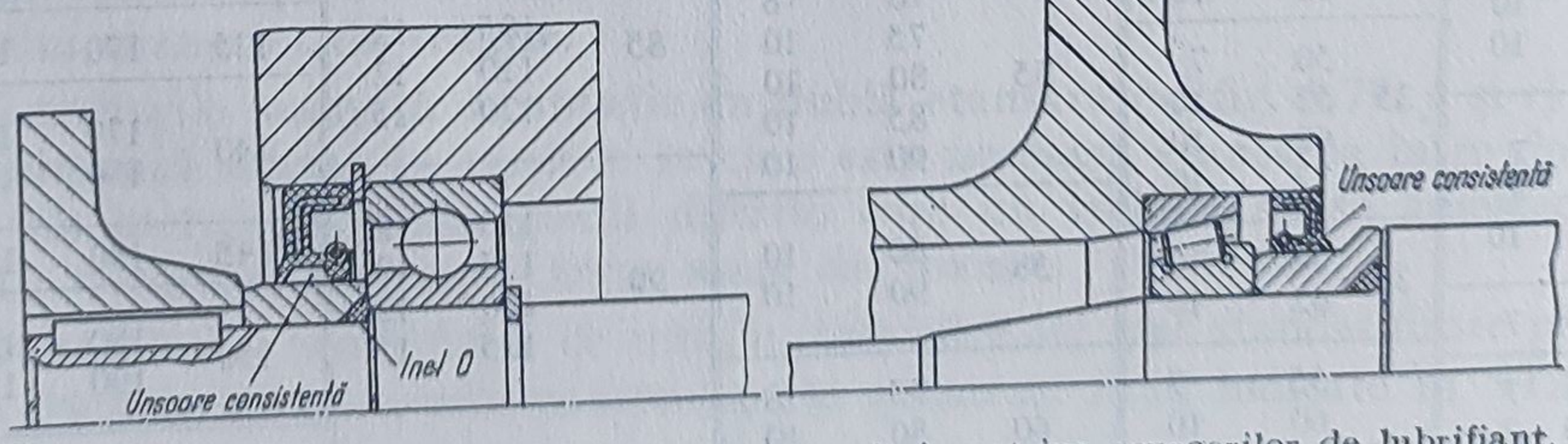


Fig. 8.84. Etanșarea unui reazem cu rulmenți, atît împotriva scurgerilor de lubrifiant, cît și împotriva pătrunderii murdăriei din exterior (manșetă de rotație cu buză suplimentară de protecție).

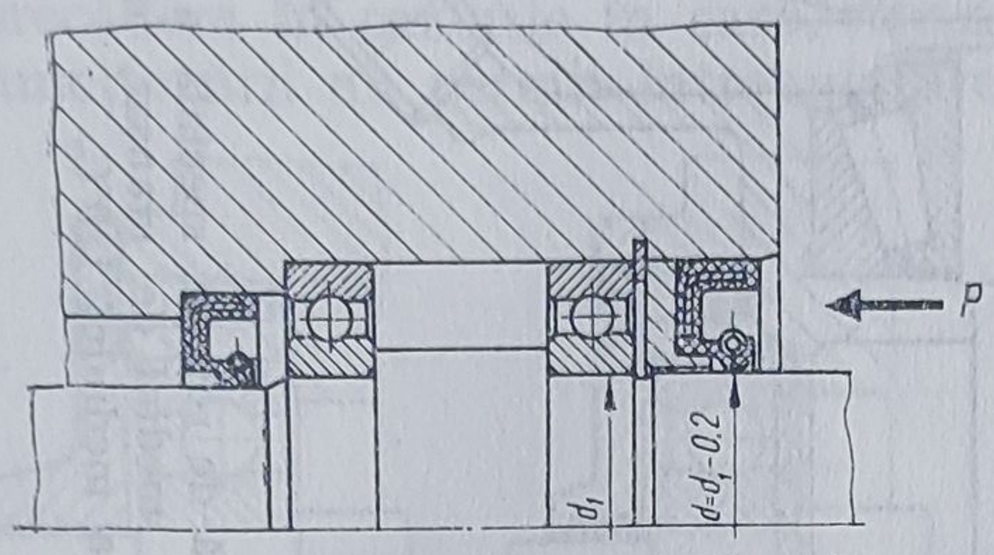


Fig. 8.85. Utilizarea manșetelor de rotație, cu inel metalic de sprijin, pentru etanșarea uleiului sub presiune; diametrul arborelui se micșorează — pe porțiunea manșetei — pentru a evita distrugerea suprafeței la montarea rulmentului.

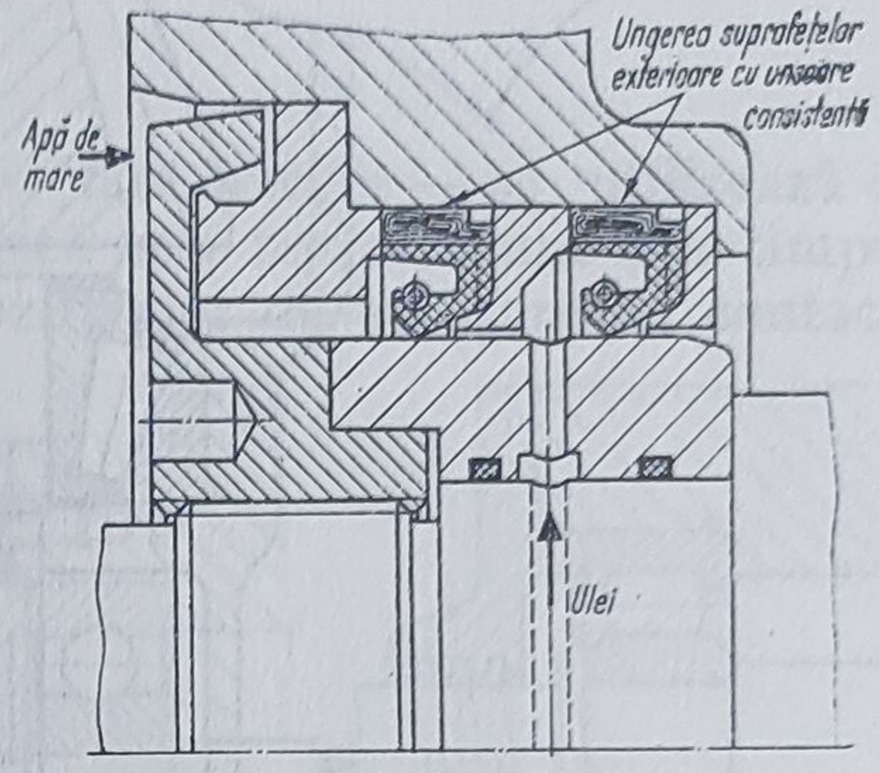


Fig. 8.86. Exemplu de etanșare cu manșete de rotație în cazul cînd mediul etanșat este sub presiune.

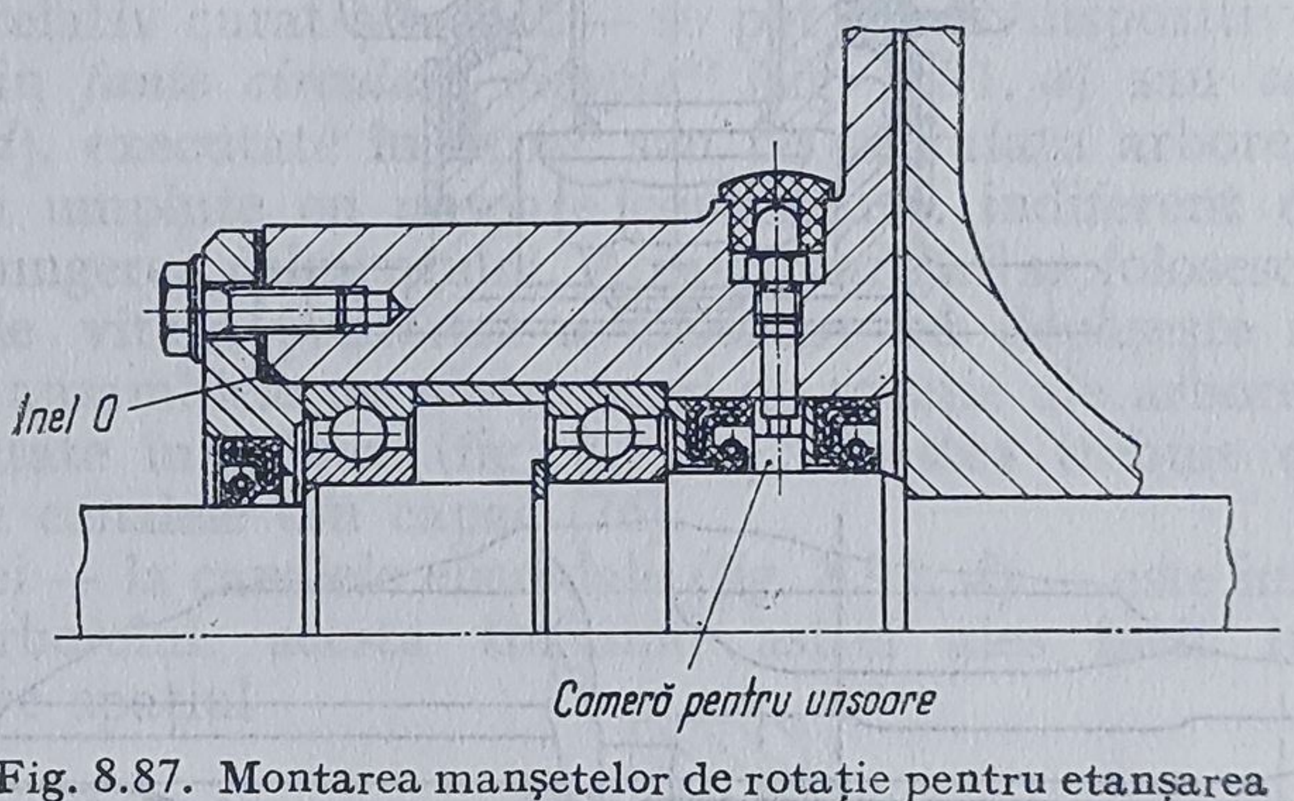


Fig. 8.87. Montarea manșetelor de rotație pentru etanșarea apei sub presiune; se prevede ungerea suplimentară a manșetelor; printr-un capac montat peste ungător se evită absorbția aerului.

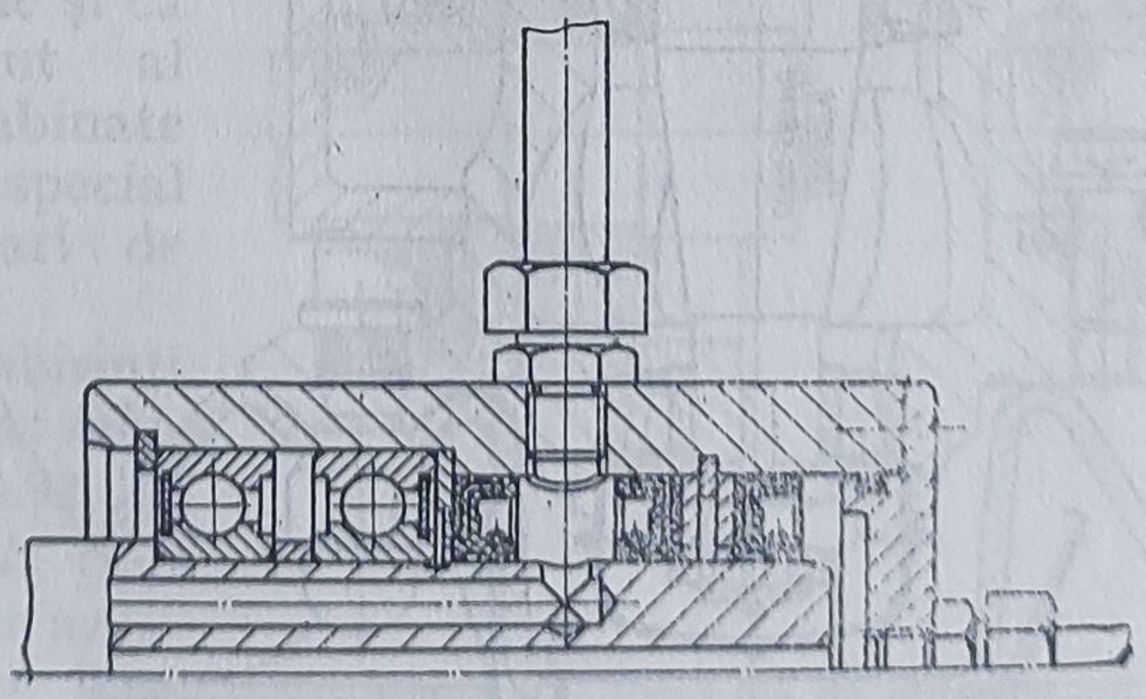


Fig. 8.88. Utilizarea manșetelor de rotație speciale pentru etanșarea mediilor cu presiuni mari.

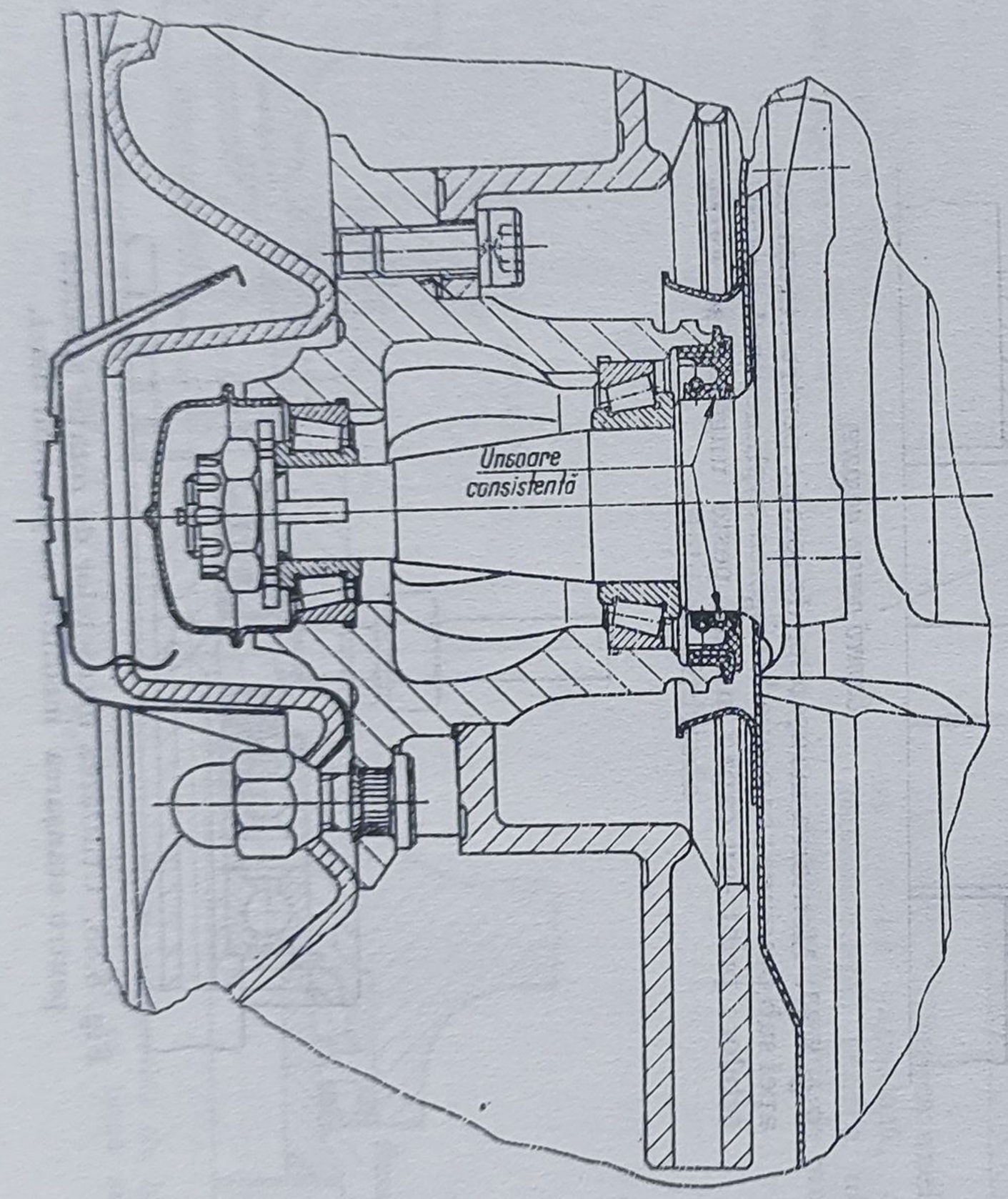


Fig. 8.89. Etanșarea punții din față de la un autoturism cu o manșetă de rotație specială; mediul de etanșat, unsoare consistentă.

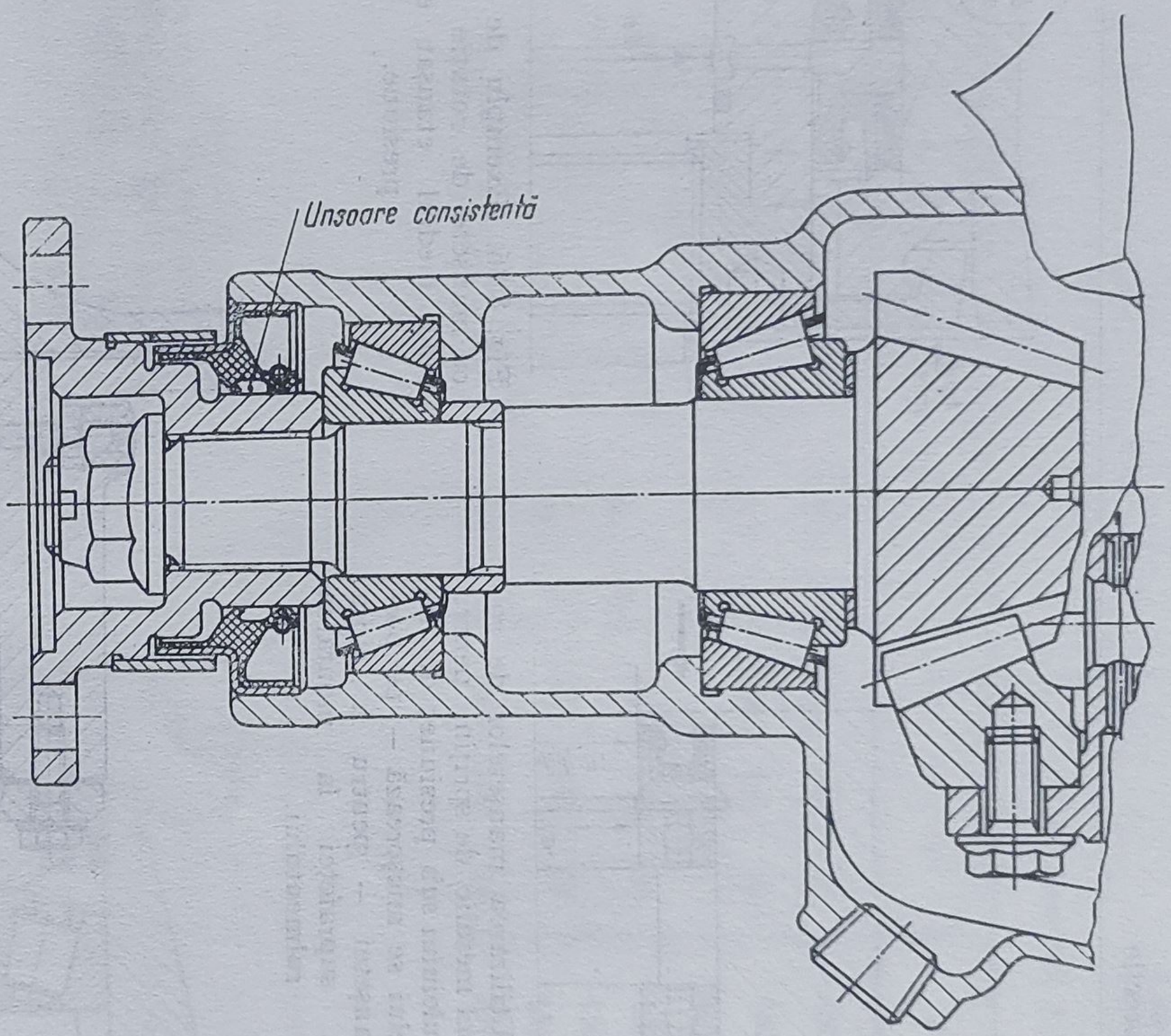


Fig. 8.90. Etanșarea cu manșetă de rotație specială a punții motoare din spate de la un autoturism: mediul de etanșat, ulei; temperatura maximă a mediului 120°C.

8.2.4. *Etanșări fără contact*

Dispozitivele de etanșare fără contact — fără frecare — se utilizează cu precădere în cazurile în care viteza periferică sau temperatura din timpul funcționării nu permit întrebuințarea dispozitivelor de etanșare cu contact.

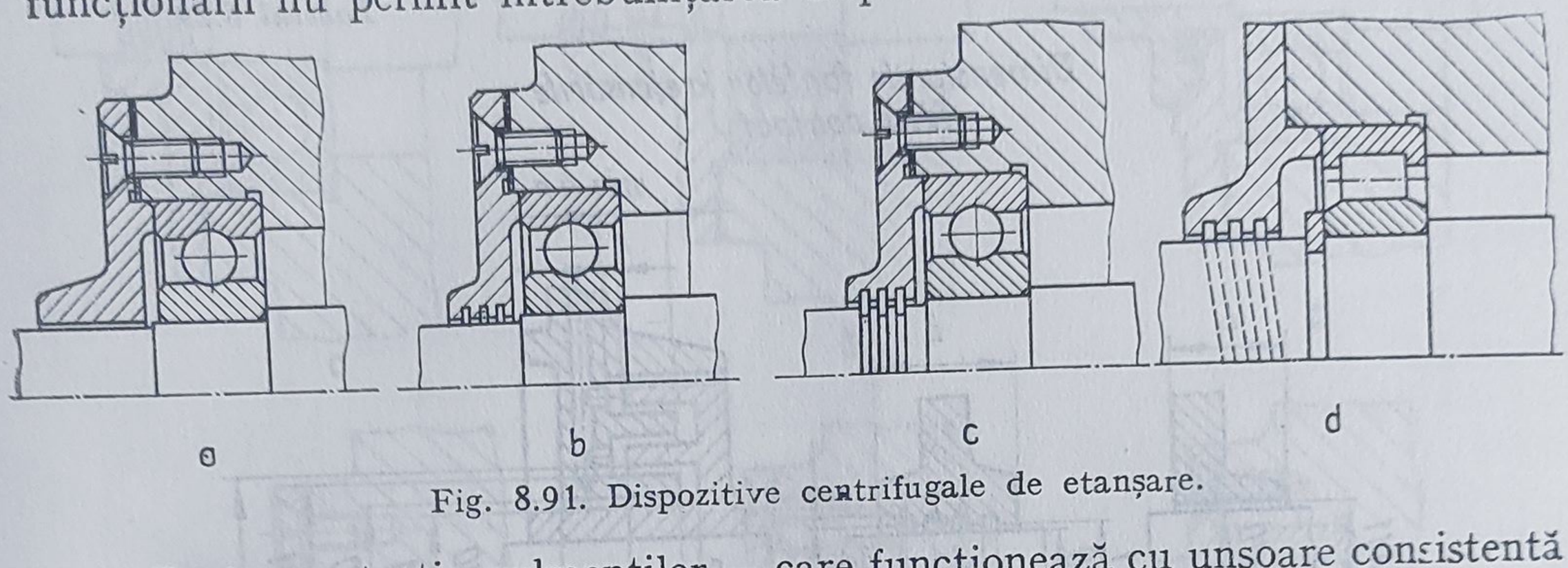


Fig. 8.91. Dispozitive centrifugale de etanșare.

Pentru protecția rulmenților — care funcționează cu unsoare consistentă într-un mediu relativ curat și uscat — se pot folosi dispozitive de etanșare care constau din *fante circulare simple**) (fig. 8.91, *a*) sau *canale circulare* (v. fig. 8.91, *b-d*), executate în capac sau pe suprafața arborelui. Fantele și canalele trebuie umplute cu unsoare consistentă, indiferent de lubrifiantul utilizat pentru ungerea rulmentului. Aceste etanșări se folosesc, de obicei, în ansamblele unde viteza periferică a arborilor nu depășește 5—6 m/s [26].

Uneori, în ansamblele cu viteze mari de rotație ale arborelui, se prevăd și canale executate în arbore (fig. 8.91, *c*); acestea trebuie dispuse strict, față în față, cu canalele din capac [26].

Sensul elicei — la canalele elicoidale (fig. 8.91, *d*) — este impus de sensul de rotație al arborelui, acesta trebuind astfel ales încît lubrifiantul să fie împins înspre spațiul etanșat.

În construcția de mașini, *etanșările cu labirinți* se utilizează ca etanșări individuale și ca element component al dispozitivelor combinate de etanșare, în special pentru viteze mari de rotație.

Etanșările cu labirinți se pot clasifica în: *labirinți axiali* (fig. 8.92, *a*) și *labirinți radiali* (fig. 8.92, *b*). Eficacitatea acestui tip de etanșare este

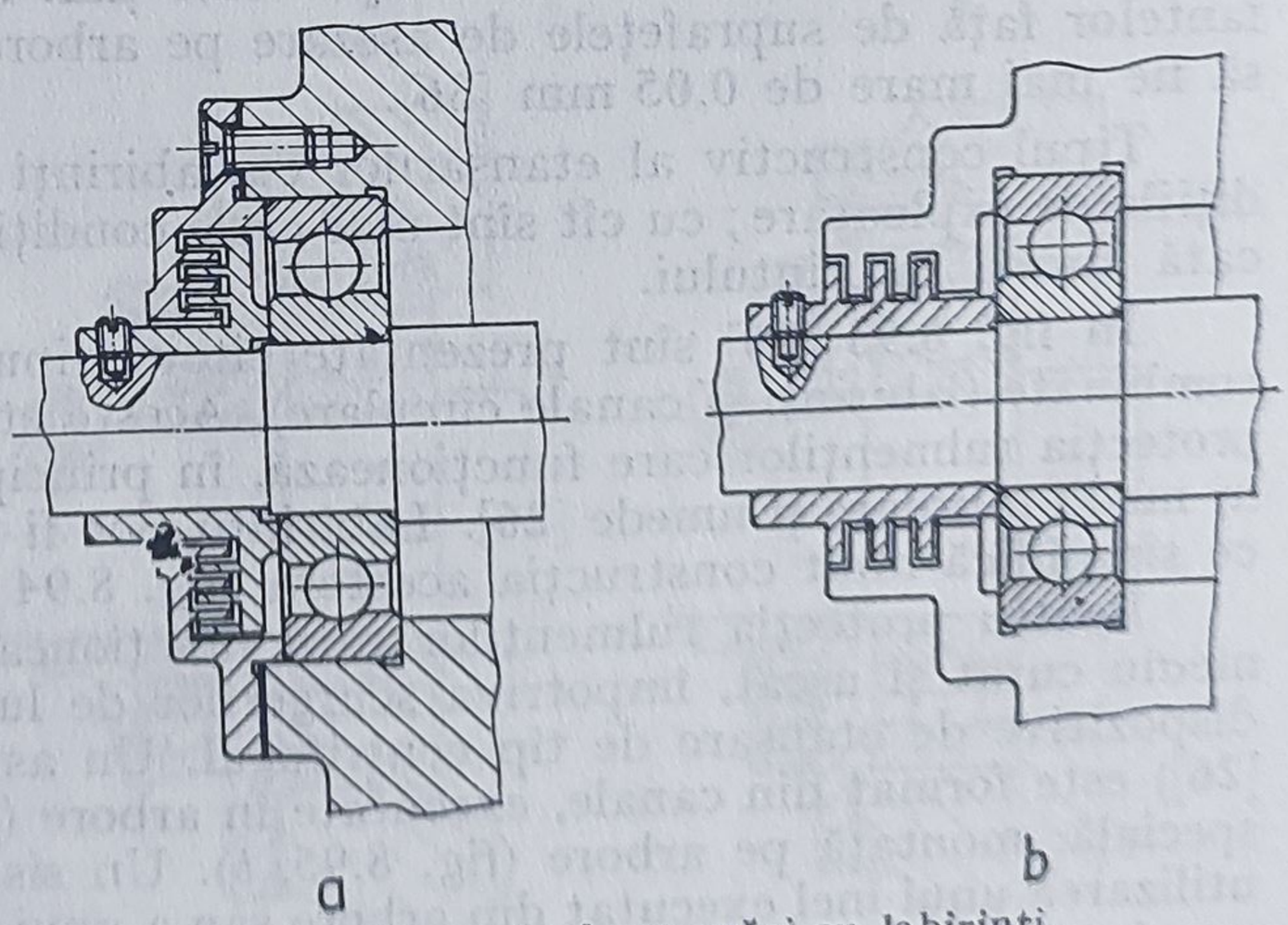


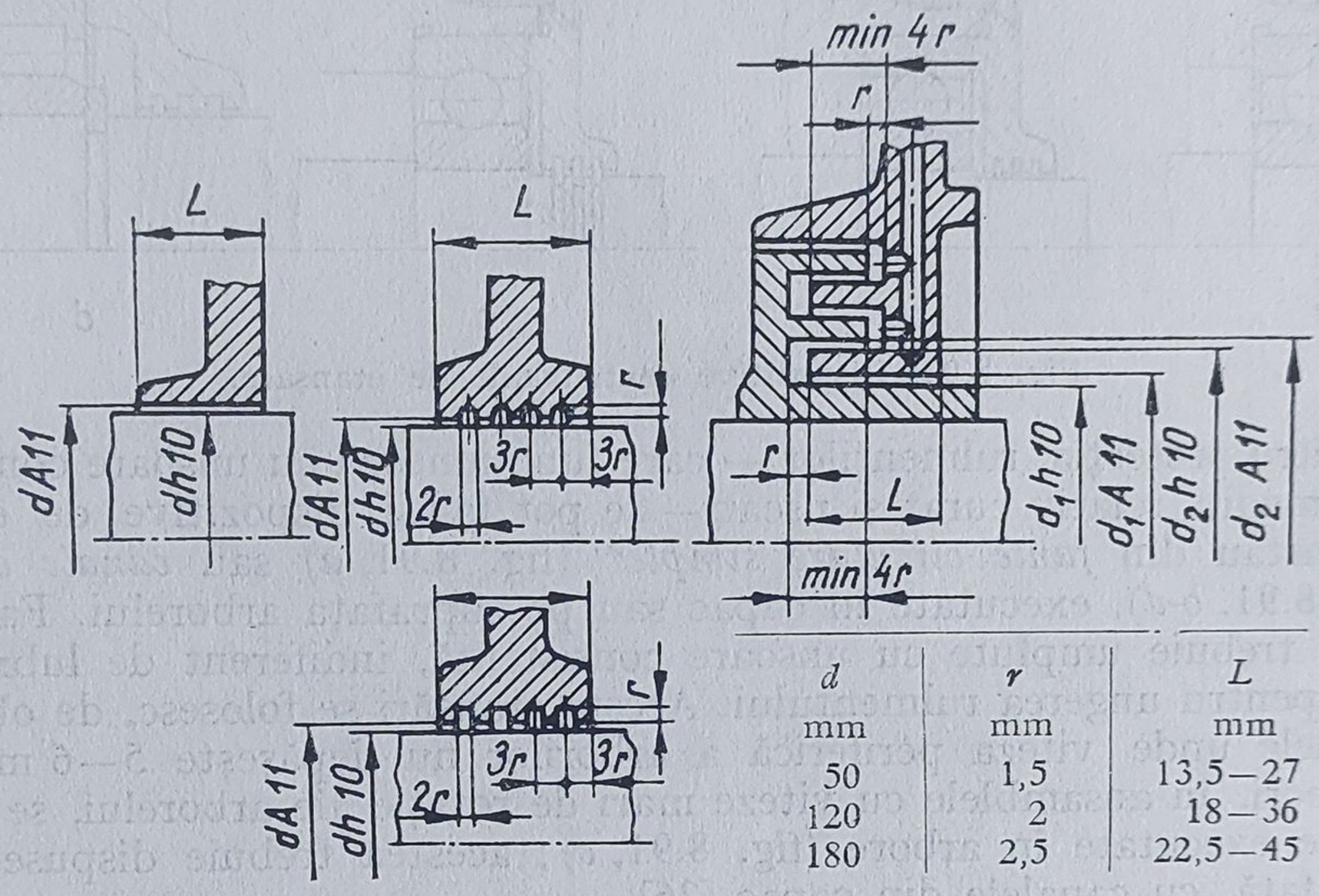
Fig. 8.92. Exemple de etanșări cu labirinți.

*) Jocurile inelare.

determinată de corecta dispunere a jocurilor mici, care trebuie să fie urmate de jocuri mari. La viteze mici și medii, jocurile trebuie umplute cu unsoare consistentă. Dimensiunile principale ale etanșărilor fără contact sînt indicate în tabelul 8.29 [36].

Tabelul 8.29

Dimensiunile fantelor la etanșările fără contact



d	r	L
mm	mm	mm
50	1,5	13,5—27
120	2	18—36
180	2,5	22,5—45

Rugozitatea suprafețelor canalelor circulare, elicoidale și ale fantelor labirintului trebuie să fie de max $R_a = 12{,}5$ μm. Bătaia radială a suprafețelor fantelor față de suprafețele de așezare pe arbore sau în carcasă nu trebuie să fie mai mare de 0,05 mm [36].

Tipul constructiv al etanșărilor cu labirinți se alege în funcție de condițiile de exploatare; cu cît sînt mai grele condițiile, cu atît este mai complicată forma labirintului.

În fig. 8.93 [26] sînt prezentate cîteva tipuri de etanșări cu canale și combinate (labirinți și canale circulare). Aceste etanșări sînt destinate pentru protecția rulmenților care funcționează, în principal, cu unsoare consistentă, în medii murdare și umede [26]. Labirinții pot fi executați și din tablă, ceea ce simplifică mult construcția acestora (fig. 8.94 [26, 44]).

Pentru protecția rulmenților care funcționează la turații mari, într-un mediu curat și uscat, împotriva scurgerilor de lubrifiant se folosesc diferite dispozitive de etanșare de tip centrifugal. Un astfel de dispozitiv (fig. 8.95 [26]) este format din canale, executate în arbore (fig. 8.95, *a*) sau pe o bucșă specială, montată pe arbore (fig. 8.95, *b*). Un sistem îmbunătățit constă în utilizarea unui inel executat din arbore sau a unui inel elastic, montat într-un canal pe arbore (fig. 8.95, *c*); inelul centrifugal poate fi executat și într-o bucșă montată pe arbore (fig. 8.95, *d*) [26].

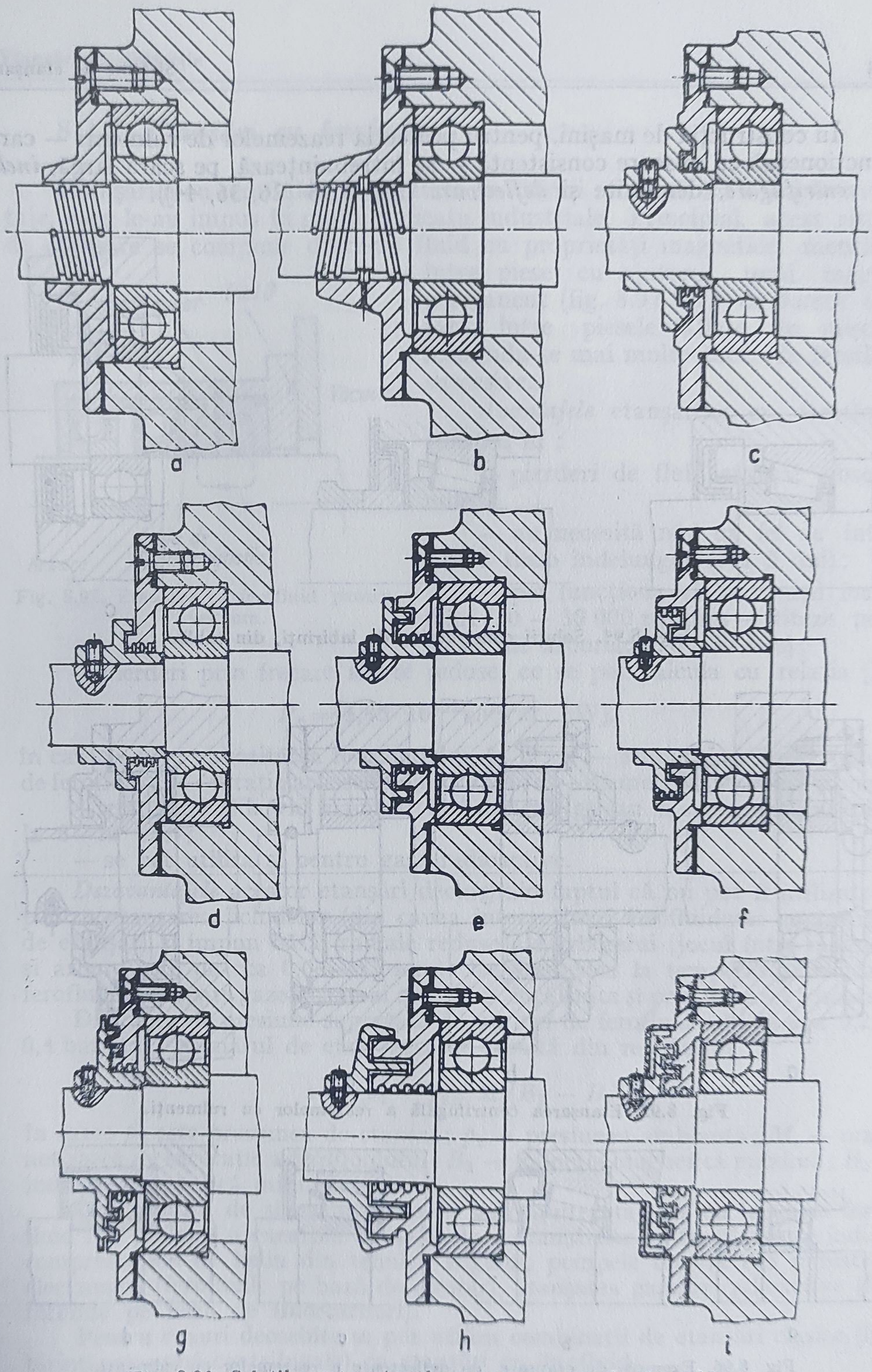


Fig. 8.93. Soluţii constructive de etanşare cu canale şi combinate.

În construcția de mașini, pentru protecția reazemelor de rulmenți — care funcționează cu unsoare consistentă — se întrebuințează, pe scară largă, *inele de centrifugare*, denumite și *deflectoare* (fig. 8.96 [26, 36, 44]).

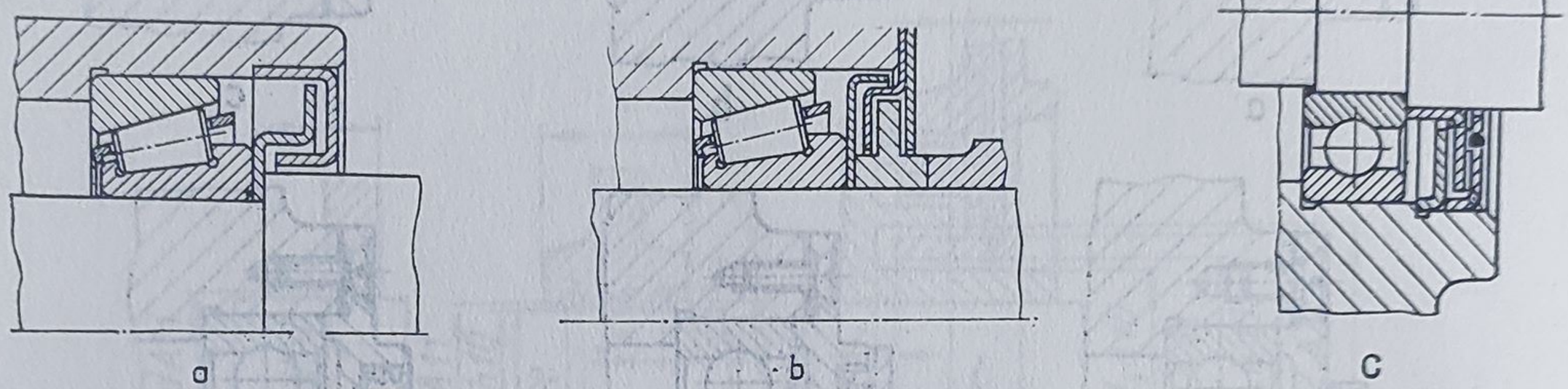


Fig. 8.94. Soluții constructive de labirinți, din tablă.

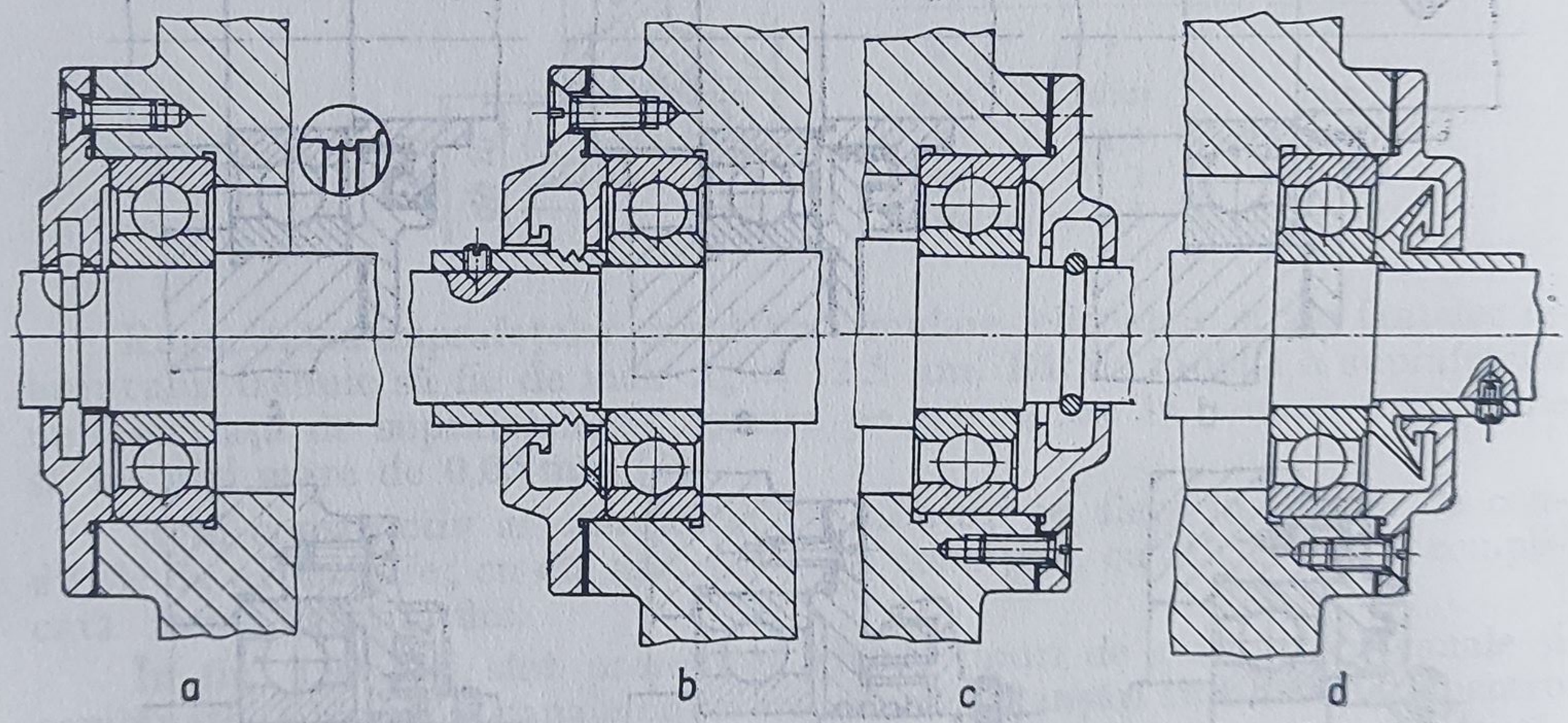


Fig. 8.95. Etanșarea centrifugală a reazemelor cu rulmenți.

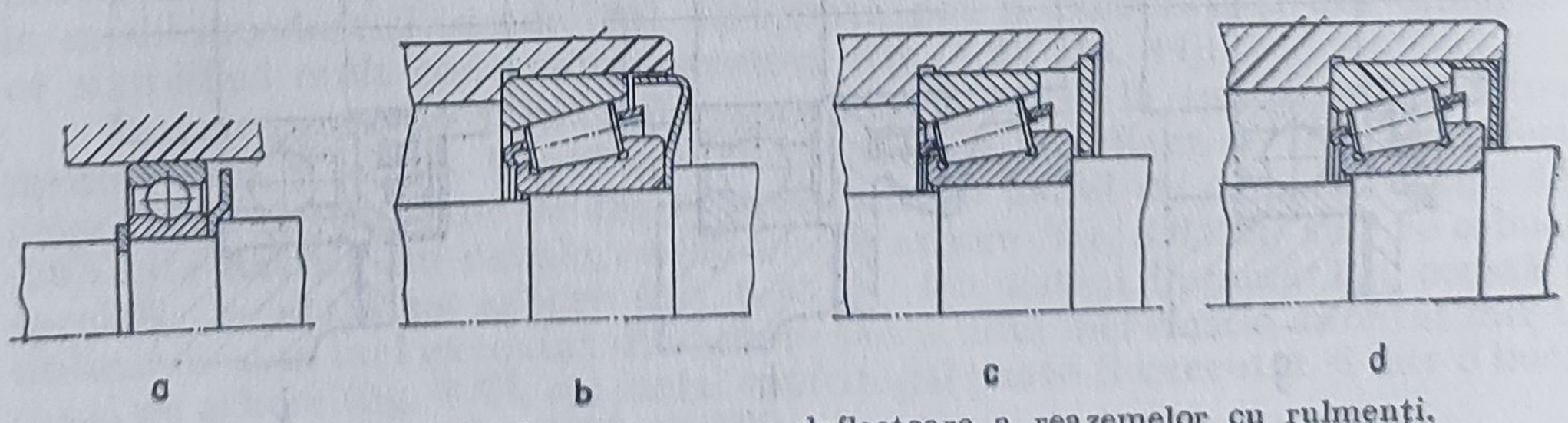


Fig. 8.96. Exemple de etanșare, cu deflectoare a reazemelor cu rulmenți.

8.2.5. *Etanșări cu ferofluide*

Etanșările cu ferofluide, dezvoltate în ultimii zece ani, au multiple avantaje, care le-au impus în multe aplicații industriale. Principial, acest sistem de etanșare se compune dintr-un fluid cu proprietăți magnetice, menținut între piese cu ajutorul unui magnet permanent (fig. 8.97 [51]) de formă dințată, între piesele aflate în mișcare formîndu-se mai multe inele de ferofluid succesive.

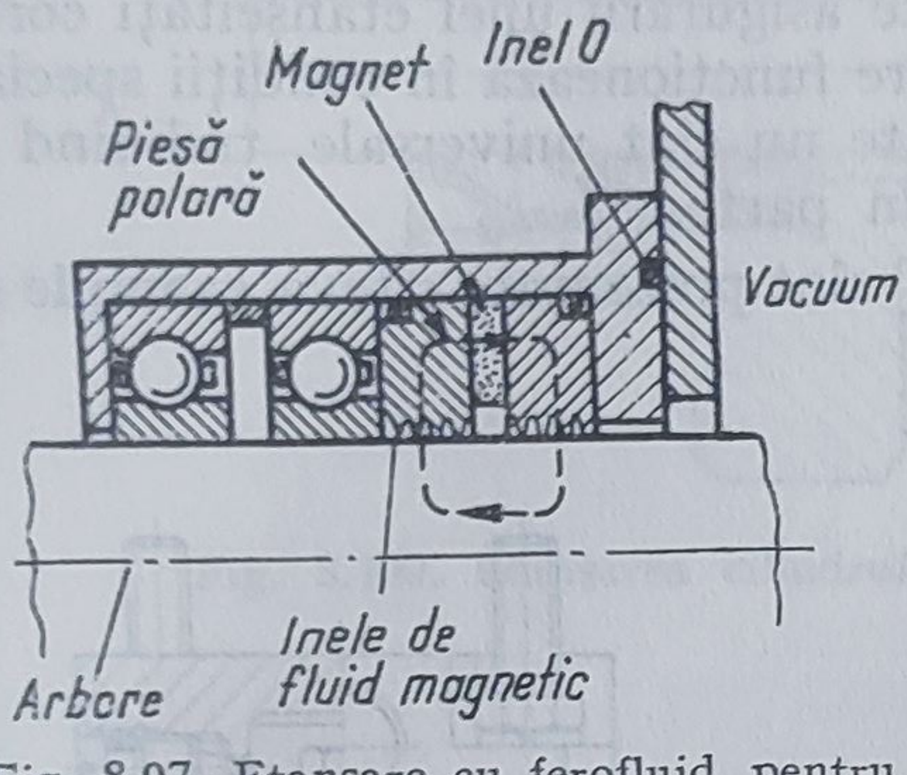


Fig. 8.97. Etanșare cu ferofluid pentru vacuum.

Avantajele etanșărilor cu ferofluide constau în :

— pierderi de fluid etanșat absolut nule ;

— nu necesită nici un fel de întreținere timp îndelungat (cca 5 ani) ;

— pot funcționa și la turații foarte mari (20 — 30 000 rot/min — viteze periferice ale arborelui 20—30 m/s) ;

— pierderi prin frecare foarte reduse, ce se pot calcula cu relația [51]

$$P_f = 3{,}45 \cdot 10^{-12} \eta N n^2 d^3 \quad [\mathrm{W}],$$

în care: η este viscozitatea ferofluidului, în P ; N — numărul de inele (etaje) de ferofluid ; n — turația arborelui, în rot/min ; d — diametrul arborelui, în mm ;

— etanșează și la vid înaintat (10^{-8} mmcolHg) sau la suprapresiuni (pînă la 8—10 bar) ;

— se pot utiliza și pentru gaze radioactive.

Dezavantajele acestor etanșări decurg din faptul că nu pot fi utilizate și pentru etanșarea lichidelor (din cauza interacțiunii ferofluidului cu lichidul de etanșat) și impun bătăi radiale reduse ale arborelui (jocul între magneți și arbore este de cca 0,04—0,1 mm). De asemenea la temperaturi ridicate ferofluidul se poate gazeifica, mai ales că se încălzește și prin frecarea vîscoasă.

Diferența de presiune suportată de un inel de ferofluid este de cca 0,2—0,4 bar/etaj. Numărul de etaje necesar rezultă din relația [51]

$$z = (p_1 - p_2)/[M_s(B_1 - B_2)]$$

în care: p_1 este presiunea de etanșat ; p_2 — presiunea ambiantă ; M_s — magnetizarea de saturație a ferofluidului ; B_1 — inducția magnetică maximă ; B_2 — inducția magnetică minimă.

Din condiții de siguranță se aleg mai multe etaje N cu inele de ferofluid $N \in (z, 2z)$. Ca exemplu de utilizare a etanșărilor cu ferofluide se indică compresoarele de heliu din tehnica frigului, pompele de vid din industria electronică (ferofluide pe bază de diester), etanșarea gazelor radioactive (ferofluide pe bază de fluorcarburi).

Pentru cazuri deosebite se pot utiliza combinații de etanșări clasice (labirinți, etanșări centrifugale) cu etanșări cu ferofluid.

8.3. Etanșări combinate

Dispozitivul de *etanșare combinată* reprezintă în sine un ansamblu compus din dispozitive principale de etanșare, de același tip sau diferite, atît ca principiu de funcționare, cît și ca formă constructivă. Astfel de combinații originale sînt foarte multe și sînt destinate asigurării unei etanșeități corespunzătoare a mașinilor și mecanismelor care funcționează în condiții speciale sau deosebit de grele. Etanșările combinate nu sînt universale, trebuind să fie elaborate pentru fiecare caz concret în parte.

În fig. 8.98 — 8.107 [26, 39, 41, 43, 44] sînt prezentate cîteva exemple de etanșări combinate.

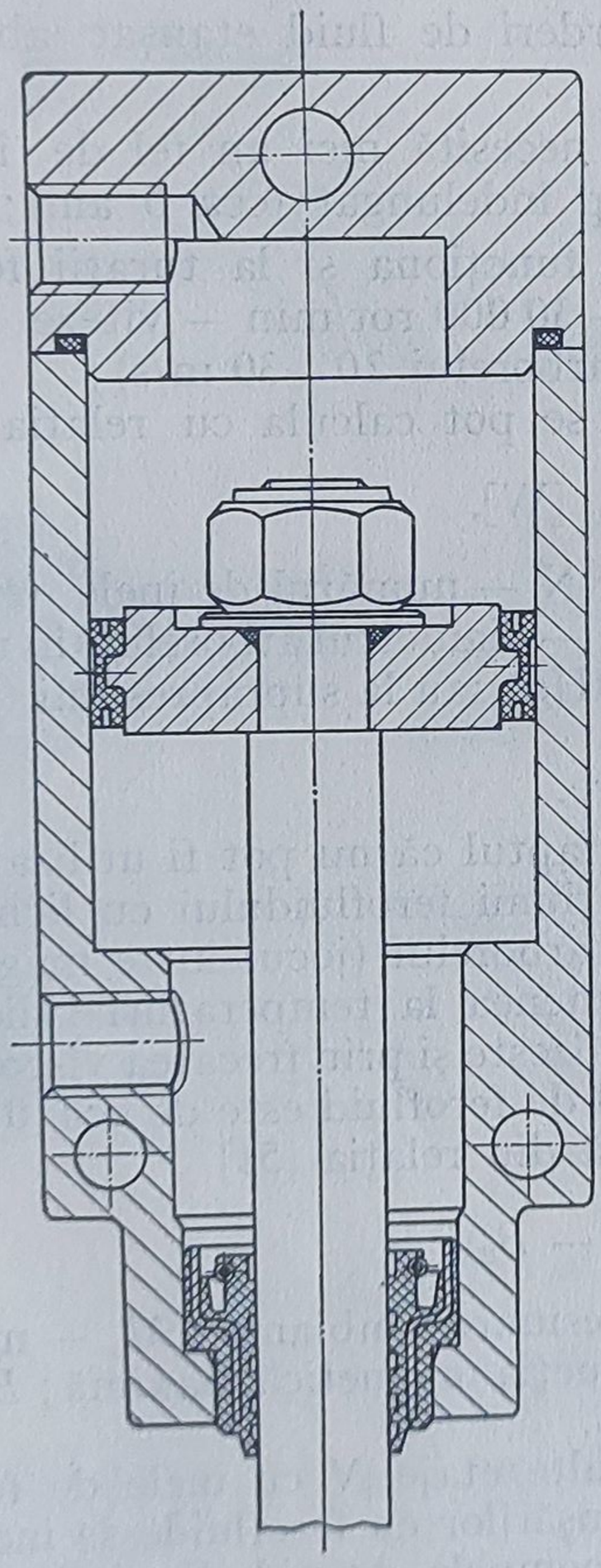


Fig. 8.98. Etanșarea unui cilindru dintr-un sistem pneumatic de acționare.

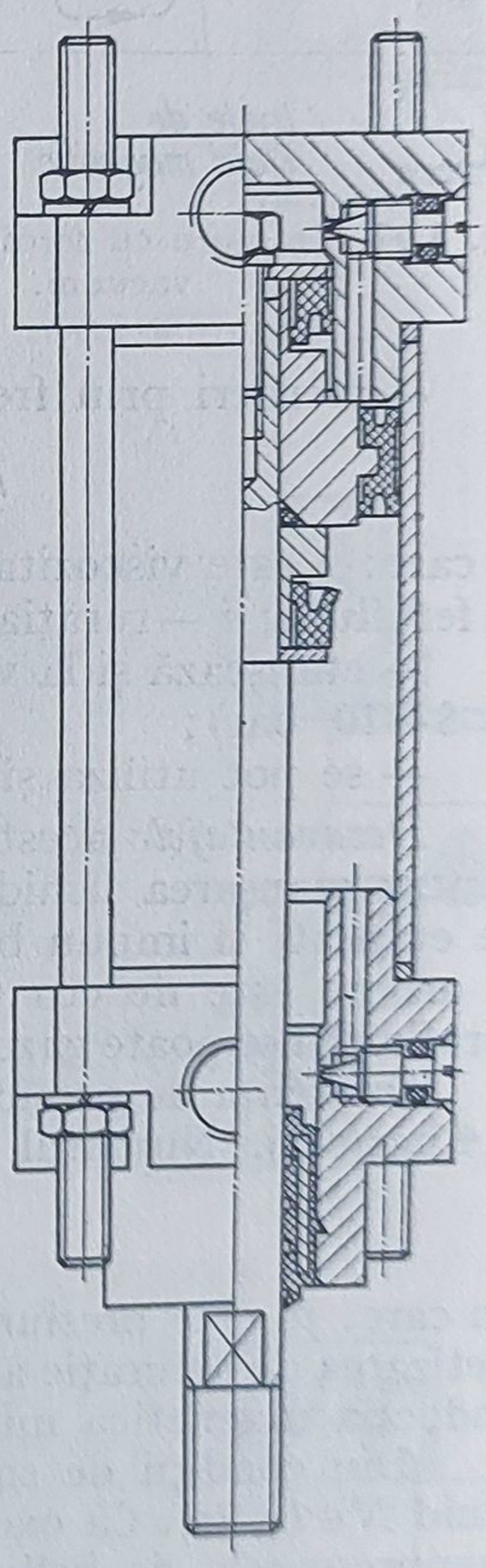


Fig. 8.99. Utilizarea diferitelor tipuri de etanșări cu contact, în cazul unui cilindru de comandă dintr-un sistem pneumatic de acționare.

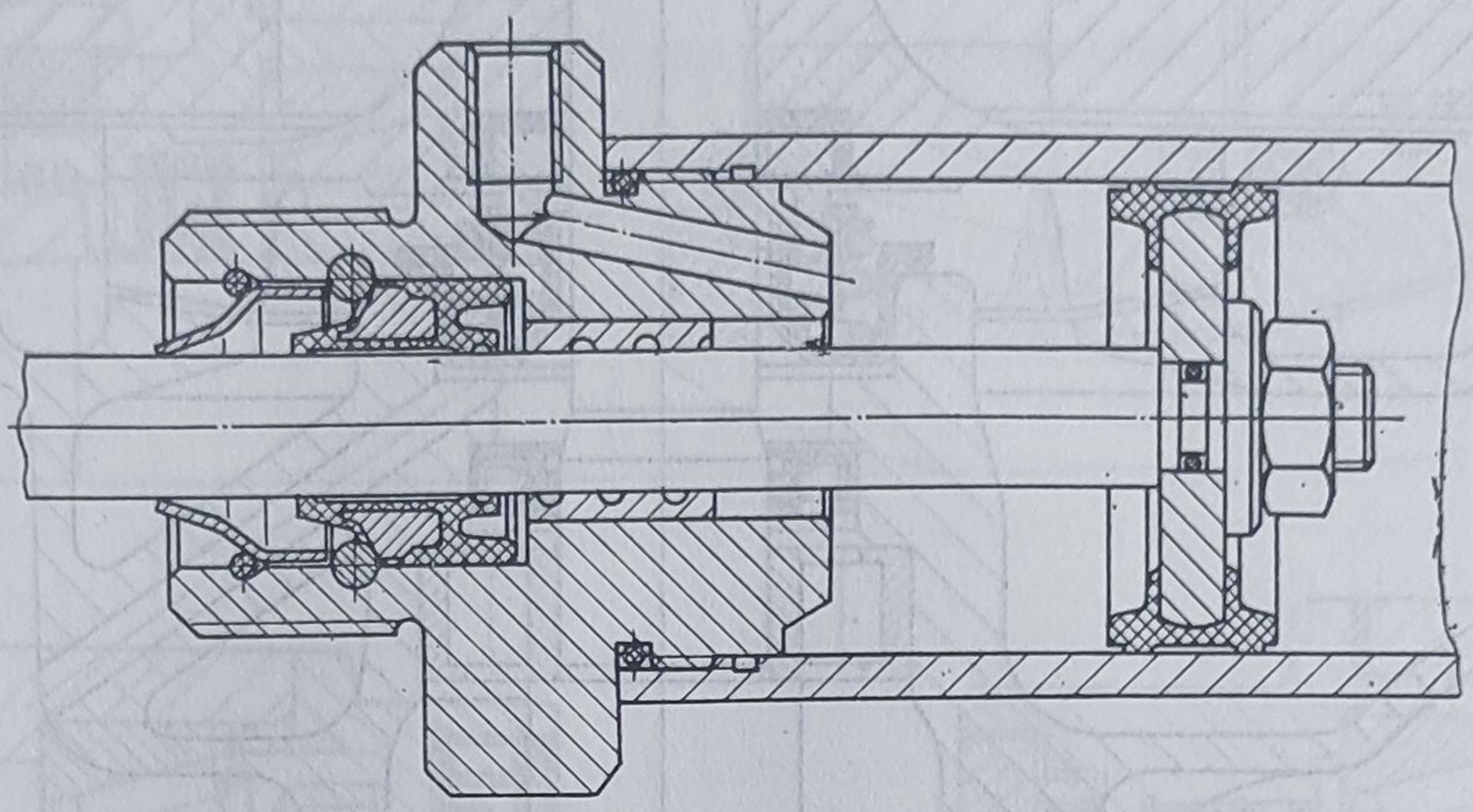


Fig. 8.100. Etanșarea cilindrului dintr-un sistem hidraulic de acționare.

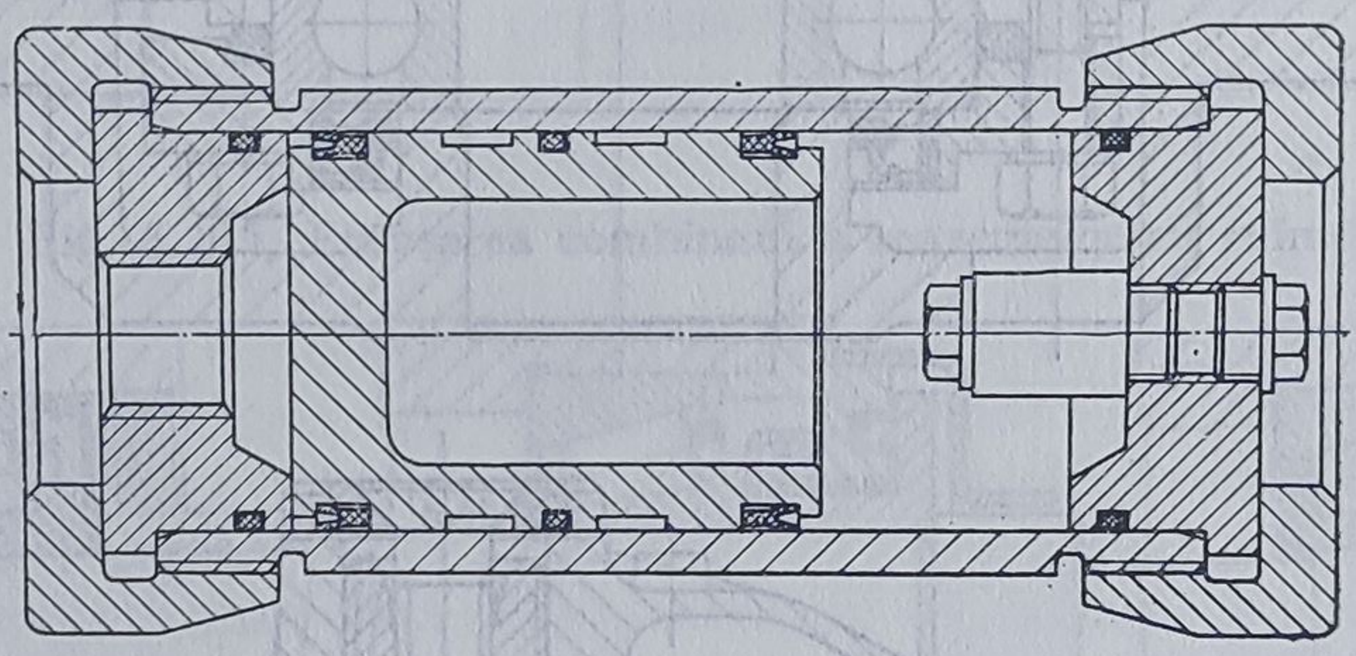


Fig. 8.101. Utilizarea manșetelor U și a inelelor 0 la etanșarea unui acumulator hidraulic.

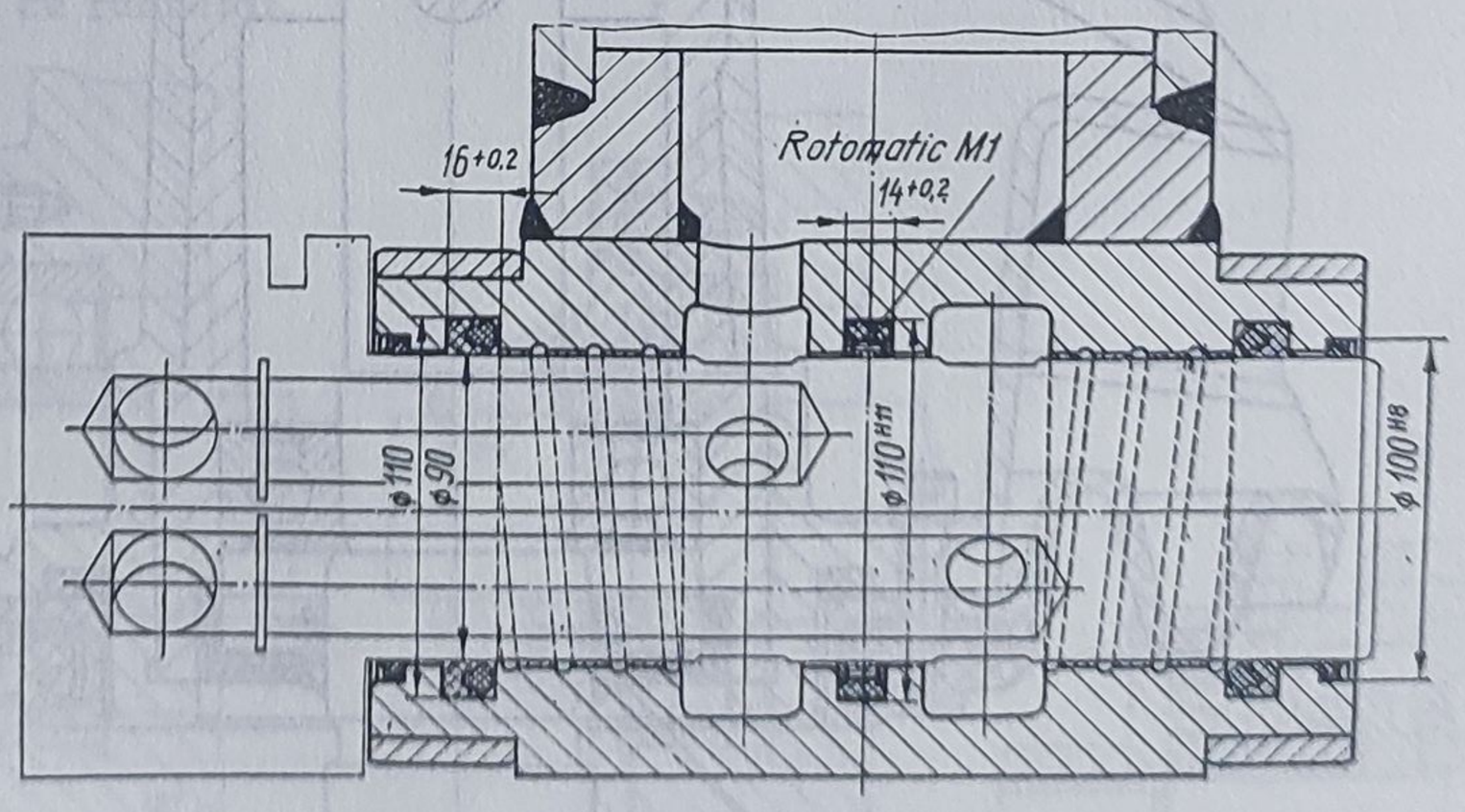


Fig. 8.102. Etanșarea capătului unui cilindru de comandă de la sistemul hidraulic de acționare a unui încărcător pe pneuri.

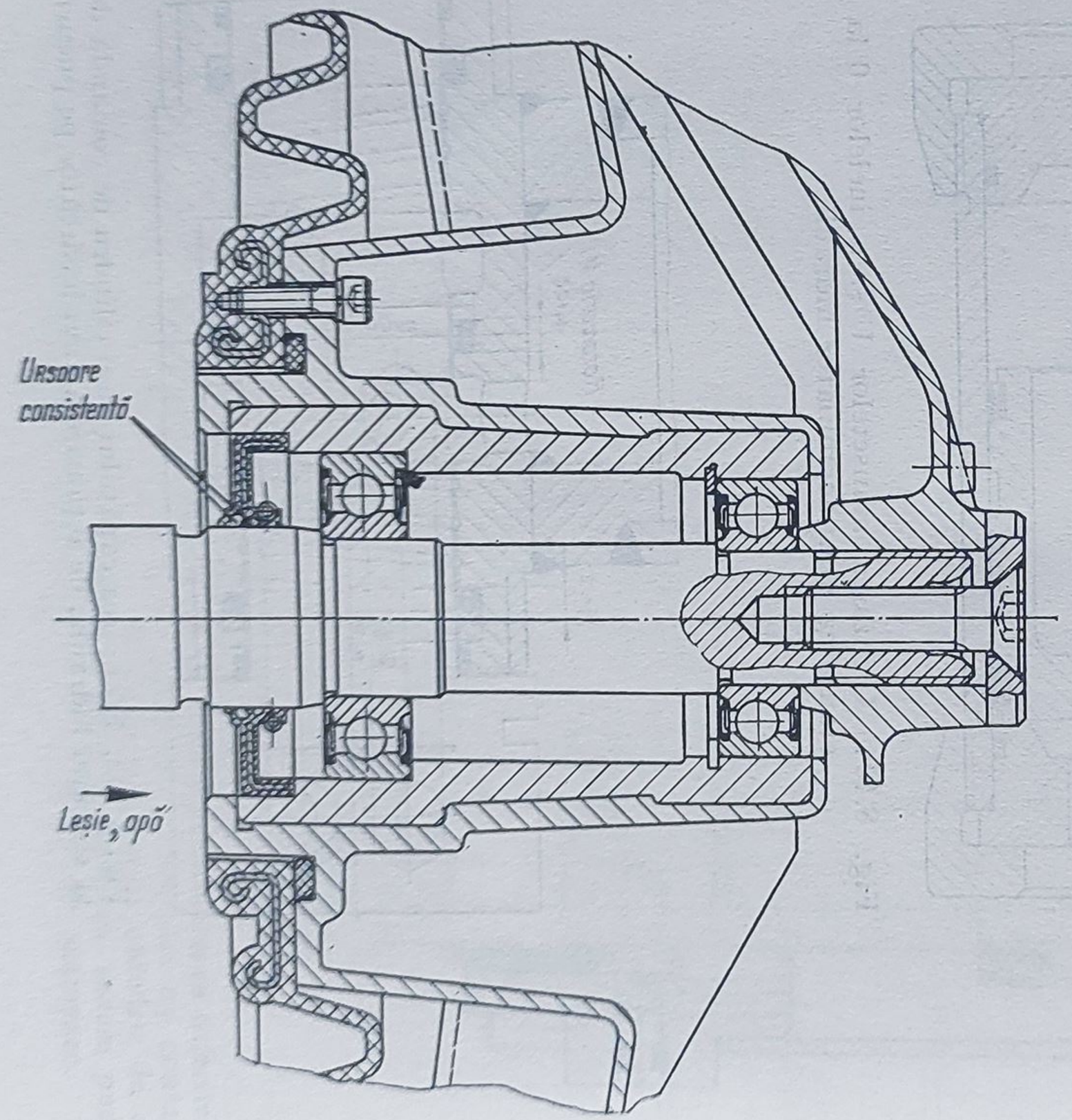


Fig. 8.103. Etanșare combinată la o mașină casnică de spălat.

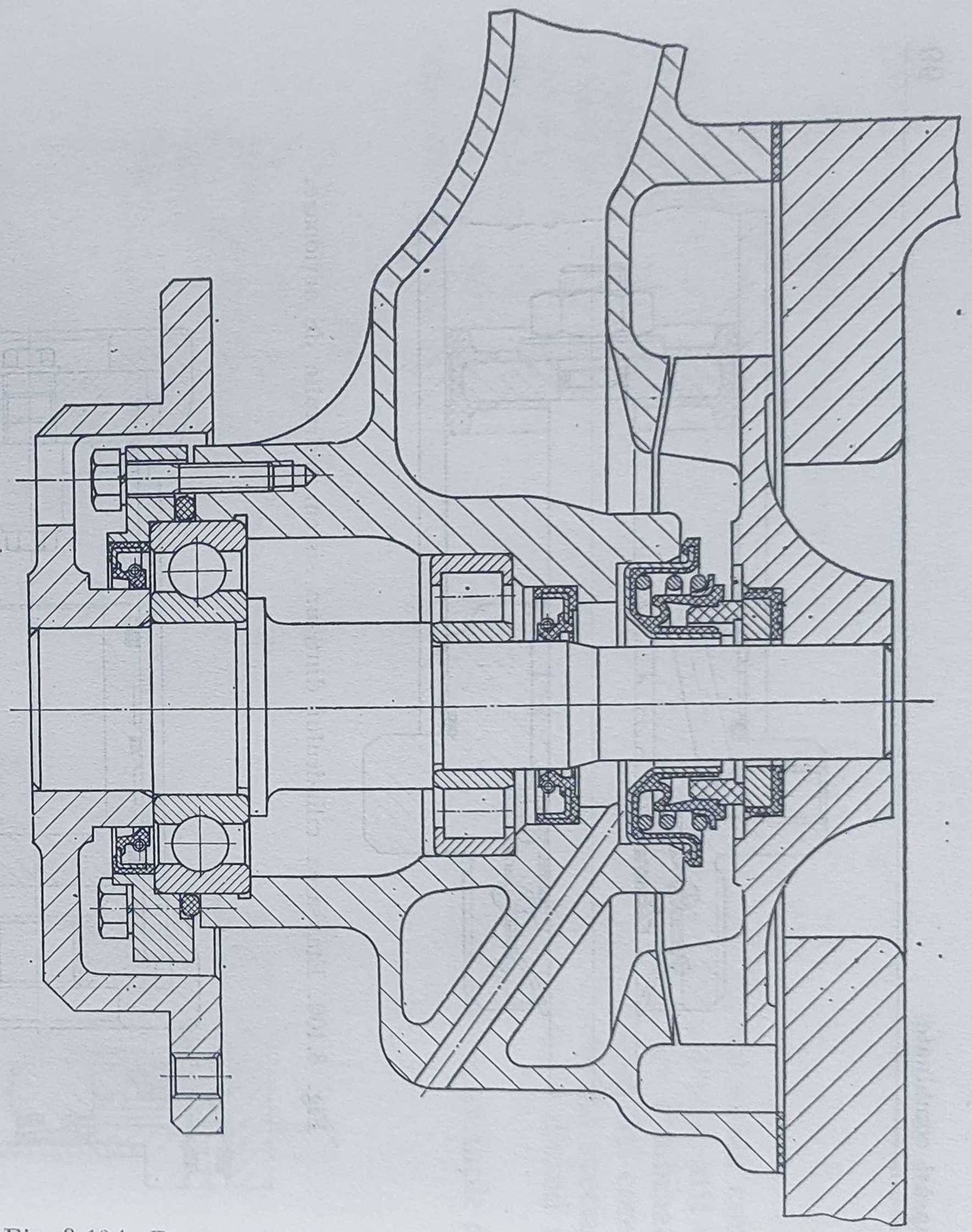


Fig. 8.104. Etanșarea unei pompe pentru lichidul de răcire de la motorul unui autocamion.

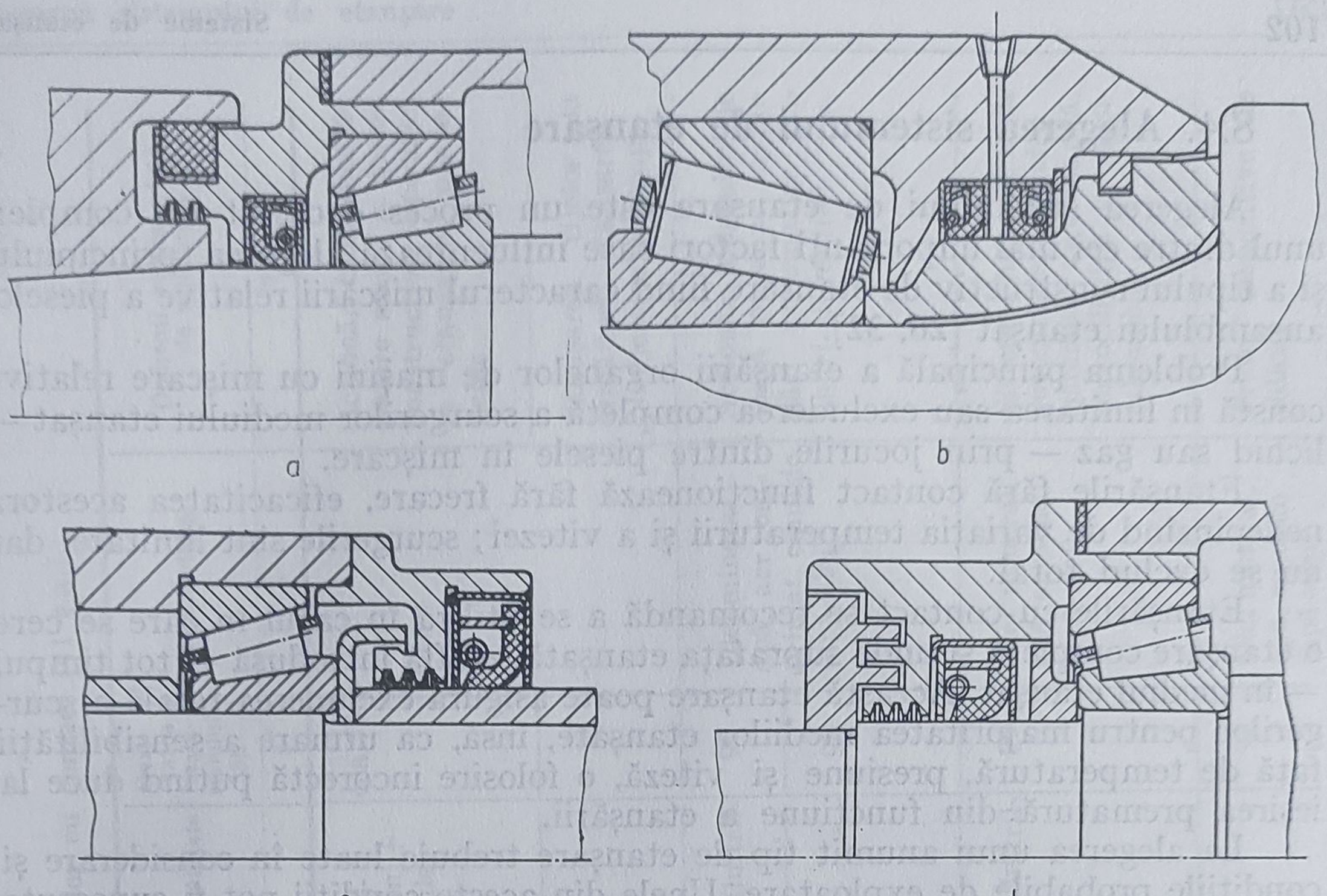


Fig. 8.105. Etanșarea combinată a reazemelor cu rulmenți.

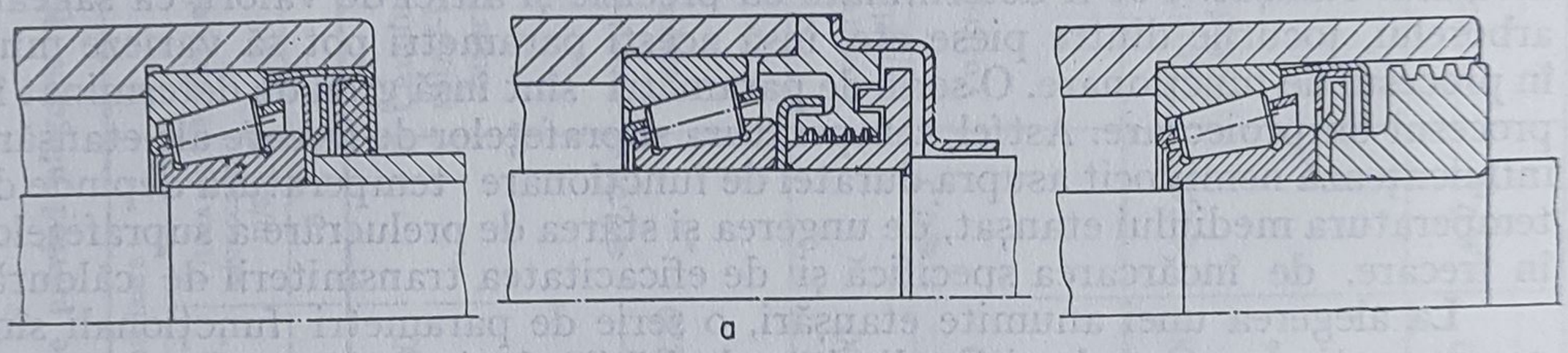


Fig. 8.106. Un alt exemplu de etanșare combinată a reazemelor cu rulmenți.

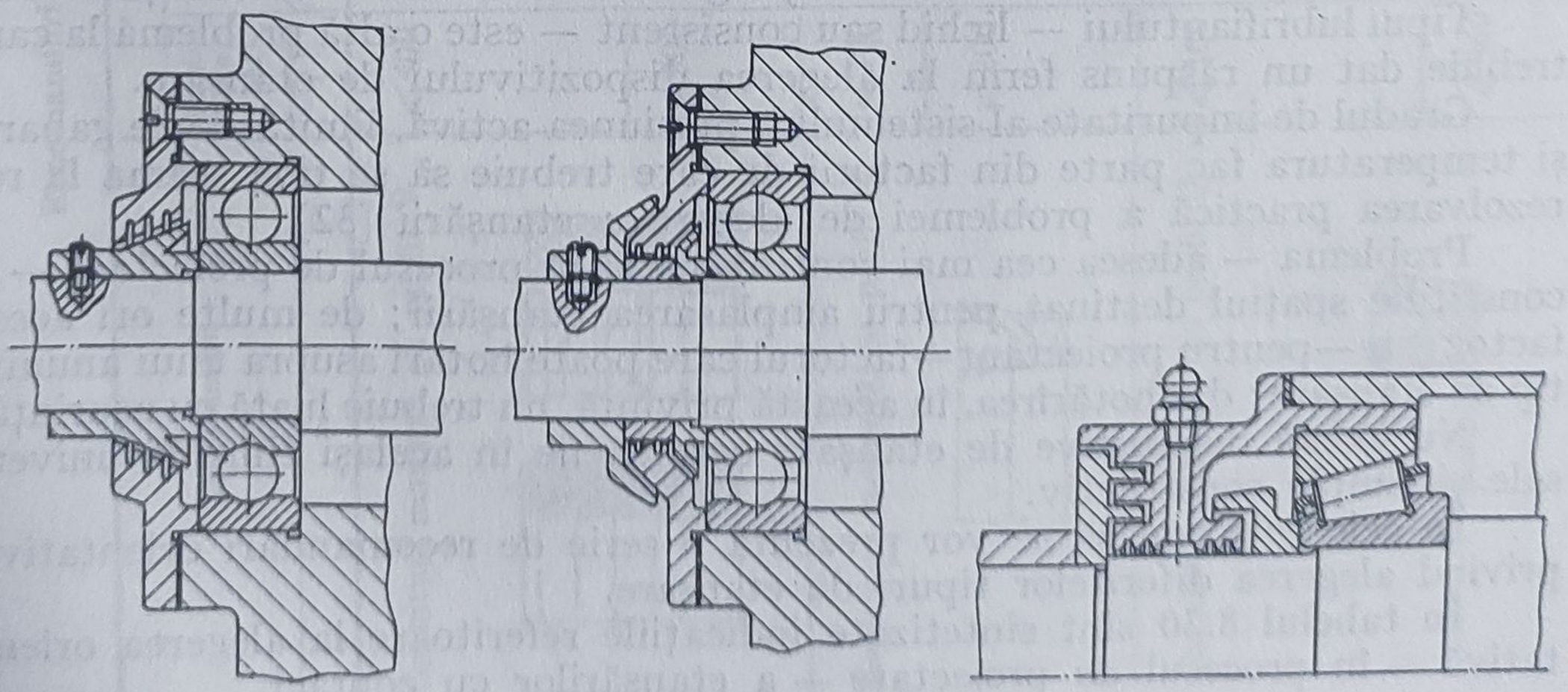


Fig. 8.107. Etanșări combinate de tip centrifugal.

8.4. Alegerea sistemului de etanșare

Alegerea sistemului de etanșare este un proces deosebit de complex, unul dintre cei mai importanți factori care influențează alegerea principiului și a tipului constructiv de etanșare fiind caracterul mișcării relative a pieselor ansamblului etanșat [26, 32].

Problema principală a etanșării organelor de mașini cu mișcare relativă constă în limitarea sau excluderea completă a scurgerilor mediului etanșat — lichid sau gaz — prin jocurile dintre piesele în mișcare.

Etanșările fără contact funcționează fără frecare, eficacitatea acestora nedepinzînd de variația temperaturii și a vitezei; scurgerile sînt limitate, dar nu se exclud total.

Etanșările cu contact se recomandă a se utiliza în cazul în care se cere o etanșare completă și unde suprafața etanșată se află introdusă — tot timpul — în mediul etanșat. Această etanșare poate asigura excluderea totală a scurgerilor pentru majoritatea mediilor etanșate, însă, ca urmare a sensibilității față de temperatură, presiune și viteză, o folosire incorectă putînd duce la ieșirea prematură din funcțiune a etanșării.

La alegerea unui anumit tip de etanșare trebuie luate în considerare și condițiile probabile de exploatare. Unele din aceste condiții pot fi cunoscute cu destulă precizie; de exemplu, viteza, presiunea activă și caracteristicile mediului etanșat. Pot fi determinate cu precizie și altfel de valori, ca săgeata arborelui, jocurile dintre piese etc, însă acești parametri pot să varieze mult în procesul de funcționare. O serie de parametri sînt însă greu de determinat în procesul de proiectare. Astfel, temperatura suprafețelor de frecare ale etanșării influiențează nemijlocit asupra duratei de funcționare; temperatura depinde de temperatura mediului etanșat, de ungerea și starea de prelucrare a suprafețelor în frecare, de încărcarea specifică și de eficacitatea transmiterii de căldură.

La alegerea unei anumite etanșări, o serie de parametri funcționali sînt necunoscuți. În general, viteza limită admisibilă depinde de presiunea activă a mediului etanșat (se micșorează prin mărirea presiunii), de temperatură, de starea de prelucrare a suprafeței arborelui, de săgeata și bătaia radială a arborelui, de cantitatea de lubrifiant care ajunge — în realitate — la etanșare [32].

Tipul lubrifiantului — lichid sau consistent — este o altă problemă la care trebuie dat un răspuns ferm la alegerea dispozitivului de etanșare.

Gradul de impuritate al sistemului, presiunea activă, limitările de gabarit și temperatura fac parte din factorii de care trebuie să se țină seama la rezolvarea practică a problemei de alegere a etanșării [32].

Problema — adesea cea mai controversată în procesul de proiectare — o constituie spațiul destinat pentru amplasarea etanșării; de multe ori acest factor este—pentru proiectant—factorul care poate hotărî asupra unui anumit tip de etanșare; dar hotărîrea, în această privință, nu trebuie luată cu ușurință.

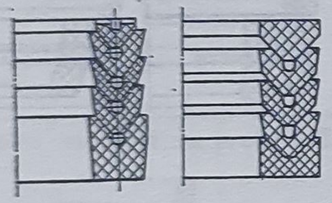
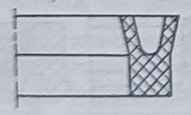
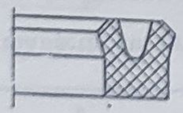
Nu există dispozitive de etanșare care să fie în același timp și universale și simple constructiv.

În cele ce urmează se vor prezenta o serie de recomandări orientative privind alegerea diferitelor tipuri de etanșare.

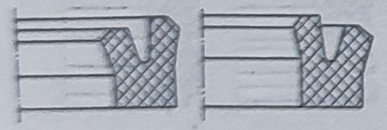
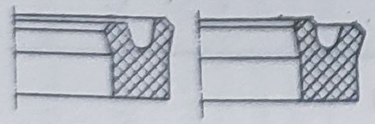
În tabelul 8.30 sînt sintetizate indicațiile referitoare la alegerea orientativă — în procesul de proiectare — a etanșărilor cu contact.

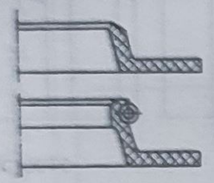
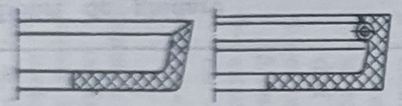
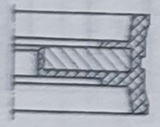
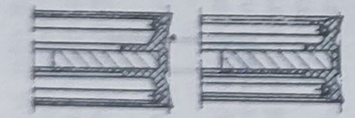
Tabelul 8.30

Recomandări orientative privind alegerea etanșărilor cu contact [41 ș.a.]

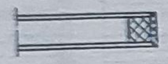
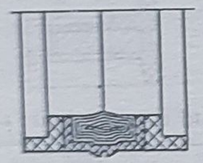
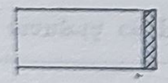
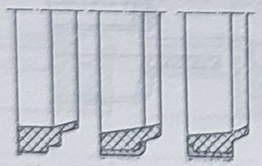
Tipul etanșării	Limitele de utilizare			Materialele întrebuințate	Duritatea materialului, °Sh	Mediul etanșat	Domenii recomandate de utilizare
	Presiunea, bar	Temperatura, °C	Viteza de alunecare, m/s				
0	1	2	3	4	5	6	7
Garnituri manșetă cu profil V 	⩽400	−40...+90	⩽0,5	Cauciuc (acrilnitril-butadien) + inserții textile	cca 79	Orice mediu	Acționări hidraulice de putere mare, în forme constructive speciale, la etanșarea pistoanelor
	⩽300	−200...+220		Teflon	—		Etanșarea tijelor la armături, etanșarea plunjerelor la pompe
Garnituri manșetă cu profil U 	⩽100	−30...+100	⩽0,3	Cauciuc (acrilnitril-butadien)	90	Ulei mineral, apă, aer comprimat, emulsie (apă-ulei)	Acționări hidraulice de joasă presiune, acționări pneumatice (cilindri și ventile)
	⩽200	−30...+80		Vulkollan	92		
Garnituri manșetă cu profil U 	⩽160	−30...+100	⩽0,5	Cauciuc (acrilnitril-butadien)	90	Ulei mineral, apă, emulsie (apă-ulei)	Sisteme hidraulice la automobile, cilindrii sistemelor de comandă, servocilindrii la mașinile-unelte
	⩽400	−30...+80	⩽0,3	Vulkollan	92	Ulei mineral, apă, emulsie (apă-ulei)	Prese, dispozitive de ridicat

Tabelul 8.30 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7
Garnituri manșetă cu profil U	⩽250	−30...+100	⩽0,5	Cauciuc (acrilnitril-butadien)	81	Ulei mineral, apă, emulsie, (apă-ulei)	Mașini agricole, șlepuri
Garnituri manșetă cu profil U	⩽400	−30...+100	⩽0,5	Cauciuc (acrilnitril-butadien) + inserții textile	80	Ulei mineral, emulsie (apă-ulei), lichide sub presiune	Prese, pompe, sisteme hidraulice mobile. În forme constructive speciale, la acționările hidraulice din industria minieră
		−20...+120	⩽0,3	Fluorcauciuc	83		
Garnituri manșetă cu profil J 	⩽100	−30...+100	⩽0,5	Cauciuc (acrilnitril-butadien)	80	Aer comprimat ulei mineral, emulsie (apă-ulei)	Cilindrii mecanismelor de avans de la mașinile-unelte
	⩽160			Idem	90	Ulei mineral, apă, emulsie (apă-ulei)	
	⩽100	−30...+120		Fluor-caucIuc	83	Lichide sub presiune	
Garnituri manșetă cu profil J 	⩽400	−30...+80	⩽0,3	Vulkollan	94	Ulei mineral, apă, emulsie (apă-ulei)	Cilindri de lucru, rezervoare hidraulice, sisteme hidraulice mobile

Garnituri manșetă cu profil LI 	⩽40	−30...+100	⩽0,5	Cauciuc (acrilnitril-butadien)	88	Ulei mineral, aer comprimat, apă, emulsie	Acționări pneumatice: cilindri și ventile: sisteme hidraulice de joasă presiune
	⩽63	−30...+80	⩽0,3	Vulkollan	92	Ulei mineral, apă, emulsie (apă-ulei)	
	⩽63	−30...+100	⩽4,0	Cauciuc (acrilnitril-butadien)	88	Ulei mineral, aer comprimat, apă, emulsie (apă-ulei)	Utilizări speciale la piesele cu mișcare de rotație
Garnituri manșetă cu profil LE 	⩽40	−30...+100	⩽0,3	Cauciuc (acrilnitril-butadien)	88	Ulei mineral, apă, aer comprimat, emulsie (apă-ulei)	Cilindrii și ventilele acționărilor pneumatice; sisteme hidraulice de joasă presiune
	⩽63	−30...+80		Vulkollan	92	Ulei mineral, apă emulsie (apă-ulei)	
Garnituri manșetă cu profil LE 	⩽10	−30...+100	⩽1,0	Cauciuc (acrilnitril-butadien)+ +metal	72	Aer comprimat	Cilindrii acționărilor pneumatice.
Garnituri manșetă cu profil LE 	⩽63	−30...+100	⩽0,5	Idem	80 90	Aer comprimat, Ulei mineral, apă, emulsie (apă -ulei)	Cilindrii acționărilor pneumatice; sisteme hidraulice de joasă presiune
Inele O	etanșări fixe ⩽ 160 > 160			Cauciuc (acrilnitril-butadien), fluor-cauciuc, vulkollan sau alte materiale	70 90		Aparate, diverse mașini, motoare, automobile; cilindrii sistemelor pneumatice și hidraulice de acționare
	etanșări mobile ⩽63 >63				70 90		

Tabelul 8.30 (continuare)

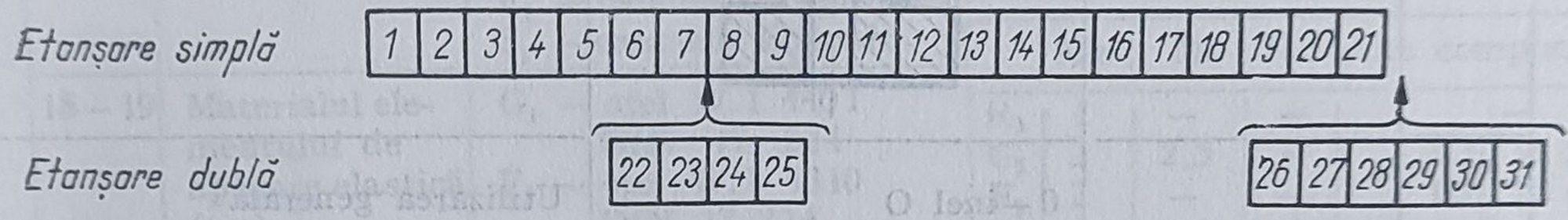
0	1	2	3	4	5	6	7
Inele O, combinate	⩽160	−40...+100	⩽1,0	Teflon+cauciuc		Aer comprimat uscat (fără ungere), ulei mineral, emulsie (apă-ulei)	Cilindri cu funcționare fără ungere; sisteme hidraulice, servo și de comandă
		−20...+150		Teflon+fluor-cauciuc			
Inele dreptunghiulare 	⩽200	−30...+100	⩽1,0	Teflon+cauciuc		Ulei mineral, emulsie (apă-ulei)	Cilindri pentru sistemele hidraulice mobile; mașini de turnat; cilindrii de avans de la mașinile-unelte
		−30...+150		Teflon+fluor-cauciuc			
Garnituri tip SIMKO 	⩽400, cu inele de ghidare; ⩽160, fără inele de ghidare	−30...+100	⩽1,0	Cauciuc (acrilnitril-butadien)+inserții textile	80	Ulei mineral, apă, emulsie (apă-ulei)	Cilindri, mașini de turnat, prese, pompe, sisteme hidraulice mobile.
Benzi de ghidare 		⩽+200	⩽1,0	Teflon		Ulei mineral, aer comprimat, apă, emulsie (apă-ulei)	Pistoane, tijele pistoanelor
Inele racloare 		−30...+100		Cauciuc+metal	88	Ulei mineral, aer comprimat, apă, emulsie	Cilindrii sistemelor de acționare, hidraulice și pneumatice
		−30...+100		Cauciuc (acrilnitril-butadien)	95		
		−30...+80		Vulkollan+metal	92	Ulei mineral, apă, emulsie (apă-ulei)	

Alegerea tipului corespunzător de etanșare frontală și materialele de construcție adecvate se face ținînd seama de parametrii fluidului de etanșat (temperatură, presiune, viscozitate, agresivitate chimică, prezența sau absența de particule solide etc.) și de construcția utilajului deservit (diametrul arborelui, turația, bătaia radială, posibilități de montaj etc.).

În tabelul 8.31 se dă simbolizarea etanșărilor frontale produse în cadrul MICh și indicații de alegere. Domeniul de utilizare a acestora este indicat în tabelul 8.32, iar materialele recomandate pentru inelele de alunecare, etanșarea secundară și părțile metalice, în funcție de tipul fluidului de etanșat, sînt date de tabelul 8.33. Etanșările frontale menționate au fost proiectate pentru a funcționa în camera de etanșare cu dimensiuni conform ISO 3069, dimensiunile de montaj fiind indicate în tabelele 8.34, 8,35, 8.36.

Tabelul 8.31

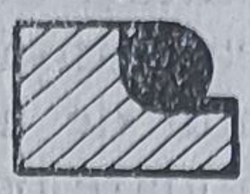
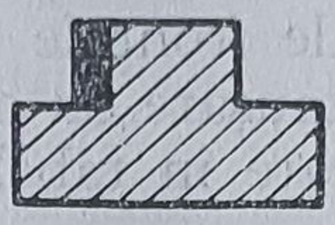
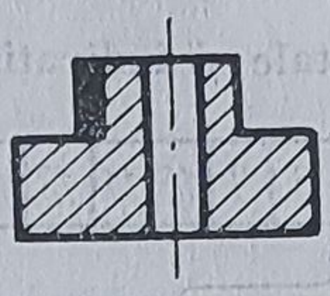
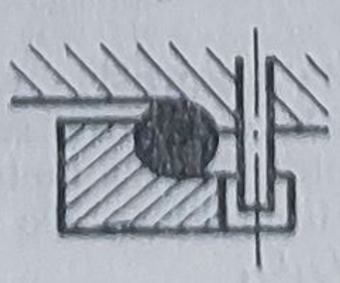
Simbolizarea etanșărilor frontale și indicații de alegere [18] *



Grupa simbol	Numărul de ordine al simbolului (v. fig.)	Semnificația simbolului	Notarea	Recomandări de utilizare
1	2	3	4	5
		Etanșare simplă		
TIPOSERII	1—2	Etanșare frontală	E F	
	3	Lungimea de montaj	N — normală K — scurtă	Pentru spațiu de montaj restrîns
	4	Construcția etanșării frontale	1—interioară neechilibrată	Pînă la presiuni de 3—7 bar
			2—interioară echilibrată	La presiuni mai mari de 3—7 bar
			3—exterioară neechilibrată cu burduf din teflon	La presiuni mici și fluide foarte corosive
			4—exterioară neechilibrată cu burduf metalic	La fluide puternic corosive, la utilaje cu bătăi axiale mari și la fluide cu tendințe de polimerizare
			5—exterioară echilibrată cu burduf metalic	

* Exemplu de notare: etanșare frontală simplă, cu lungime de montaj scurtă, interioară neechilibrată cu inel fix tip FA, cu inel O la etanșarea secundară, multiarc, pentru diametrul arborelui de 0,45 mm, fără asigurare la inelul fix, cu inelul mobil din grafit impregnat, inelul fix din oxid de aluminiu 99,7%, inelul O din PTFE, arc din oțel W.1 4401, carcasă din oțel 10TiMoNiCr 175: EFK100M0450 $B_1V1T1G_1G_1$

Tabelul 8.31 (continuare)

1	2	3	4	5
TIPOSERIE	5	Inelul fix	0—construcția FA 	Cu o față activă
			1—construcția FV 	Cu două fețe active și fixare mecanică
			2—construcția FU 	Idem cu posibilitate de spălare a fețelor etanșării
	6	Etanșarea secundară	0—inel O	Utilizarea generală
			1—inel U	Pentru jocuri axiale mai mari ca la inel 0
			2—inel P	Pentru presiuni mai mari, dar bătăi axiale reduse
			3—inel X	La lichide ce pot polimeriza
	7	Elementul de apăsare elastică	M — multiarc S — arc singular	Amîndouă pot funcționa în cele două sensuri de rotație
DIMENSIUNI	8,9,10	Diametrul arborelui		În milimetri
	11	Modul de asigurare a inelului fix	0 — fără asigurare 1 — cu asigurare 	Funcționare generală Funcționare în regim pulsatoriu a pompei

Tabelul 8.31 (continuare)

1	2	3	4	5
MATERIALE	12 – 13	Materialul inelului mobil	B_1 – grafit impregnat Y_1 – PTFE + 25% sticlă Y_2 – PTFE+30% grafit U_1 – carbură metalică	Recomandări privind alegerea materialelor pentru elementele componente ale etanșării sînt date în tabelul 8.33
	14 – 15	Materialul inelului fix	V1 – oxid de aluminiu 99,7% V2 – oxid de aluminiu 96% R1 – fontă cu nichel W.O 7660 DIN 1694 U1 – carbură metalică	Compoziția materialelor indicate, în %
	16 – 17	Materialul etanșării secundare	T1 – politetrafluoretilena V_1 – vinilhexafluorpropilenă (Viton) P_1 – cauciuc perbunan E_1 – cauciuc etilpropilen S_1 – cauciuc siliconic	
	18 – 19	Materialul elementului de apăsare elastică (arc)	G_1 – oțel W.1 4401 DIN 17 224 F_1 – oțel W.1 4310 DIN 17 224 T_1 – oțel W.1 4505 SEW 400 M_1 – aliaj W.2 4602 DIN 17 742	
	20 – 21	Materialul părții metalice (carcasă, șuruburi etc.)	G_1 – oțel 10TiMoNiCr 175 STAS 3583-80 F_1 – oțel 10TiNiCr 180 T_1 – oțel X5CrNiMoCu Nb18.18 – SEW 400 M_1 – aliaj NiMo16Cr DIN 17.742	Carburile metalice utilizate, în general, sînt carburi de tungsten cu siliciu, wolfram sau titan

	Fe	C	Ni	Cr	Si
R_1	72	3	20	2	2
G_1	62	0,10	14	18	0,8
F_1	66,5	0,08	11	19	0,8
T_1	54	0,07	21	18	0,8
M_1	–	0,1	57,4	18	1

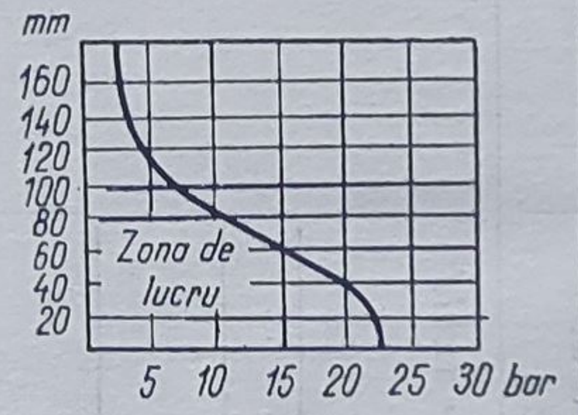
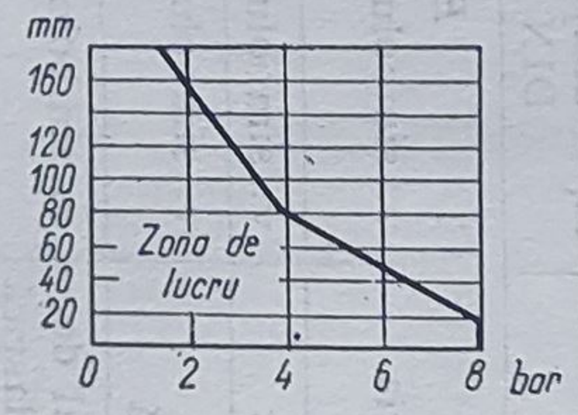
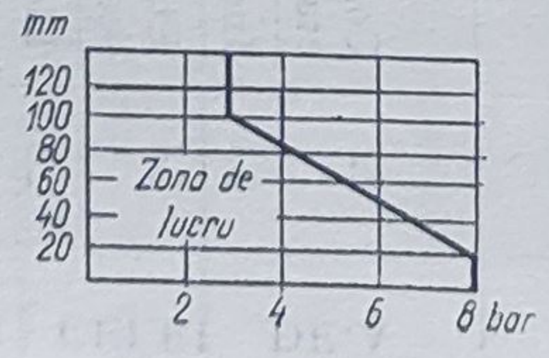
	Mn	Mo	Nb	Alte componente
R_1	1	–	–	–
G_1	2	2,5	–	0,6 Ti
F_1	2	–	–	0,6 Ti
T_1	1	2,5	0,5	2 Cu
M_1	1	16	–	4 W 2,5 Cu

Etanșare dublă

CARACTERISTICILE CELEI DE-A DOUA ETANȘĂRI			
	22	Construcția etanșării	v. simbolul 4
	23	Inelul fix	v. simbolul 5
	24	Etanșare secundară	v. simbolul 6
	25	Elementul de apăsare elastică	v. simbolul 7
	26 – 27	Materialul inelului mobil	v. simbolurile 12 – 13
	28 – 29	Materialul inelului fix	v. simboluririle 14 – 15
	30 – 31	Materialul etanșării secundare	v. simbolurile 16 – 17

Tabelul 8.32

Domeniul de utilizare a etanșărilor frontale [18]

Tipul etanșării	Diametrul arborelui, mm	Presiunea de lucru, bar	Temperatura maximă de lucru, °C	Viteza periferică maximă a arborelui, m/s	Debitul de scăpări în funcție de diametrul arborelui, cm³/h						Puterea pierdută prin frecare, kW/1 000 min⁻¹
					20	50	75	100	130	160	
N 100	20 – 105		−30...+200	15	0,5	1,5	2,25	3	–	–	0,25 – 1,3
K 100	16 – 160				0,5	1,5	2,25	3	4	5	
N 200	20 – 105		−30...+200	15	2	4,3	6,5	9	–	–	0,5 – 2
K 200	16 – 160				2	4,3	6,5	9,4	12	15	
N 300	20 – 105		−30...+120	15	0,7	1,7	2,5	4	–	–	0,2 – 1,1

Tabelul 8.3

Materialele de execuție a etanșărilor frontale în funcție de mediul etanșat [48]

Mediul	Concentrația, %	T, °C	Codul	Construcția	Mediul	Concentrația, %	T, °C	Codul	Construcția
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Acetat de butil			2	S	Anhidridă acetică			1	D
Acetat de calciu			1	S	Anhidridă ftalică			1	D
Acetat de celuloză			1	S	Arseniat de sodiu			1	S
Acetat de etil			2	S	Borax			2	S
Acetat acetic	<10		1	S	Carbonat de potasiu			1	S
Acetat acetic	>10	80	3	S	Celuloză			1	S
Acid adipic			1	S	Clorură fenilică			1	S
Acid arsenic			1	S	Clor anhidru			1	S
Acid azotic	<65	40	3	S	Clor umed			1	D
Acid benzen sulfonic			1	S	Clorbenzen			1	S
Acid boric			1	S	Clorură de acetil				
Acid cianhidric			1	D	Clorură de amoniu			1	D
Acid citric	<25	60	3	S	Clorură de bariu			2	S
Acid clorhidric	<35	80	3	S	Clorură de calciu			2	S
Acid fluosilicic			1	S	Clorură de cupru			1	S
Acid formic			1	D	Clorură de etilenă			1	D
Acid monocloracetic			1	S	Clorură de metilenă			2	D
Acid naftenic	<20	20	1	S	Clorură de potasiu			1	S
Acid nitrosulfonic	<10		1	S	Clorură de sodiu	<5		1	S
Acid fosforic	<5	20	1	S	Clorură de sodiu	>5	80	1	D
Acid ftalic			1	S	Dibutil			2	S
Acid picric			2	S	Dicloretan			1	S
Acid sulfuric	<5				Disulfit de magneziu			1	S
	sau				Ester acetic			1	S
	>90	80	1	S	Ester fosforic			1	S
Acid sulfonic	<5				Formaldehidă			1	S
	sau				Fenol			1	D
	>90	60	3	S	Hidrogen fosforat			1	S
Acid sulfhidric			3	S	Hidroxid de amoniu	<5		1	S
Acid tricloracetic			1	S	Hidroxid de amoniu	>5		1	D
Acrilonitril			1	D	Hidroxid de calciu			2	S
Alaun de amoniu			1	S	Hidroxid de magneziu			1	S
Alaun de sodiu			1	S	Hidroxid de potasiu	>20		2	D

Tabelul 8.33 (continuare)

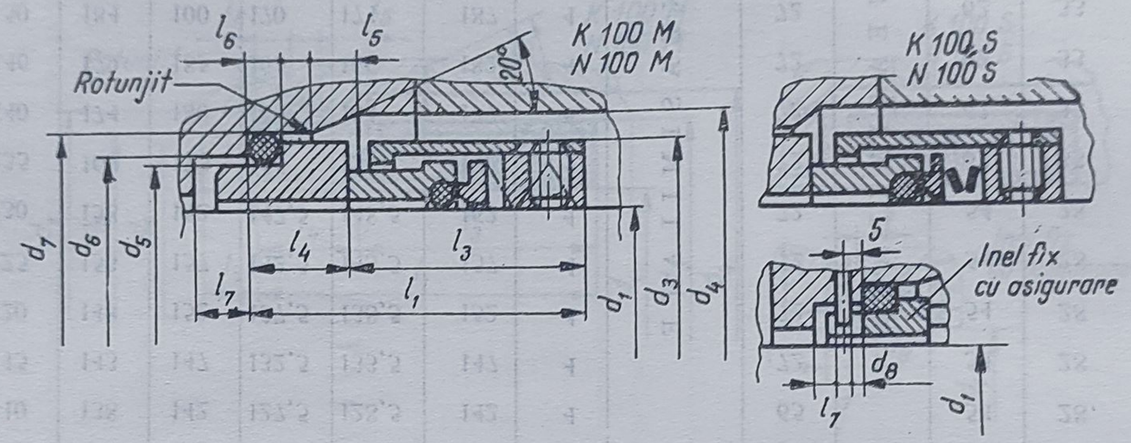
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Hidroxid de sodiu	>20		2	D	Saramură			2	S
Latex			3	S	Silicat de potasiu			1	D
Leșie de înălbit			1	S	Silicat de sodiu			2	D
Leșie de natriu	<50		3	S	Soluție de acetat de				
Lignină sulfată			1	D	cupru			1	S
Mercaptan			2	D	Soluție de clorură				
Metilat de sodiu			1	S	ferică			1	D
Monoetanolamină			1	S	Soluție de lactoză			1	S
Nitrat de celuloză			1	D	Soluție de fosfat de				
Nitrat de magneziu			1	S	cupru			1	S
Nitrat de mercur			1	S	Soluție de lac epoxi			1	S
Nitrat de potasiu			1	D	Sulfat de amoniu			2	D
Nitrat de sodiu			1	D	Sulfat de potasiu			1	S
Nitrat de uree			1	S	Sulfat de sodiu			1	D
Nitrobenzen			1	S	Sulfit de sodiu			1	S
Nitroceluloză			1	D	Sulfit hidrogenat				
Ortodiclorbenzen			1	S	de magneziu			1	D
Oxid de carbon			1	D	Sulfură de sodiu			1	S
Oxid de etilenă			1	D	Șampon			2	S
Paradiclorbenzen			1	S	Tetracloretan			1	S
Paraterfenil			1	S	Tetraclorură de carbon			1	D
Pastă de hîrtie			2	S	Tetraclorură de				
Pastă de lemn			2	S	siliciu			1	D
Petrol			1	S	Tiosulfat de sodiu			1	S
Piridină			2	S	Tricloretilenă			1	D
Poliacrilonitril			1	D	Trietil de aluminiu			1	D
Propanol			2	S	Ulei mineral			1	S

Observații. 1. În tabel s-a notat: codul pentru materialele elementelor etanșării (v. tabelul 8.31), și anume: 1 — reprezintă combinația de materiale B1V1T1G1G1; 2 — B1R1 T1G1G1; 3 — Y1V1T1G1G1; S — etanșare simplă; D — etanșare dublă „spate în spate".

2. Acolo unde nu se specifică, se consideră toate concentrațiile la temperatura de regim.
3. Temperaturile maxime de utilizare sînt cele din tabelul 8.32, dar cu 20—40 grd sub temperatura de fierbere a lichidului etanșat la presiunea de lucru.
4. Pentru fluidele necuprinse în tabel și pentru cele din tabel cu suspensii solide se va consulta uzina constructoare.
5. În cazul în care pentru fluidele din tabel debitele de scăpări trebuie să fie mai mici decît cele indicate în tabelul 8.32, se recomandă utilizarea etanșării duble cu fluid de blocare.

Tabelul 8.34

Dimensiunile de montaj pentru etanșările frontale EFN 100 și EFK 100 [18], mm



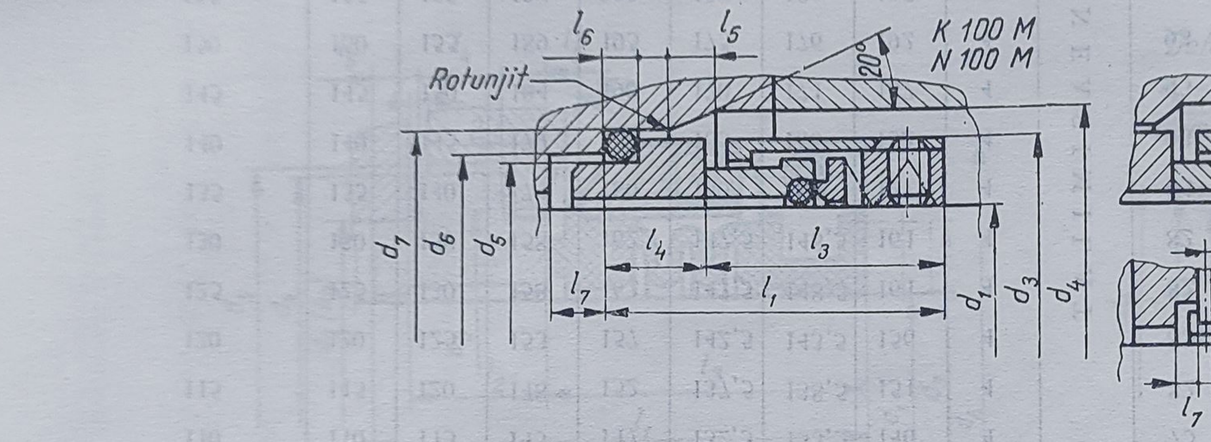
Tipodimensiunea	d_1 h6	d_2	d_4	d_5 h8	d_6 H11	d_7 H6	d_8	l_1 N	l_1 K	l_3 N	l_3 K	l_4	l_5	l_6	l_7
016	16	26	28	22,5	23	27,5	3	42	35	32	27	15		2	10
018	18	32	34	26,5	27	33	3	42	37,5	32	28	15	2	3	10
020	20	34	36	28,5	29	35	3	42	37,5	32	28	17	2	3	10
025	25	39	41	33,5	34	40	3	42	40	32	30,5	17	2	3	10
030	30	44	46	38,5	39	45	3	42	42	32	32	17	2	3	10
035	35	49	51	43,5	44	50	3	42	42	32	32	17	2	3	10
040	40	56	60	50,5	51	58	4	46	45	35	35	18	2	3	10
045	45	61	65	55,5	56	63	4	46	45	35	35	18	2,5	3	10
050	50	66	70	61,5	62	70	4	48	47,5	35	35	20	2,5	4	10
055	55	71	75	66,5	67	75	4	53	47,5	40	35	20	2,5	4	10
060	60	80	85	71,5	72	80	4	53	52,5	40	40	20	2,5	4	10

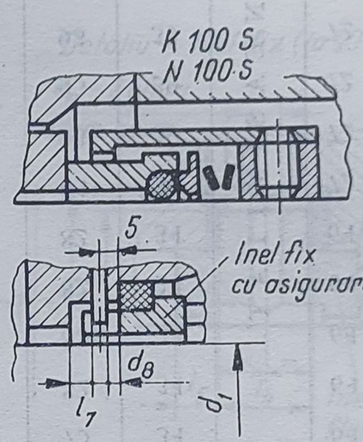
Tabelul 8.34 (continuare)

Tipodimensiunea	d_1 h6	d_3	d_4	d_5 h8	d_6 H11	d_7 H6	d_8	l_1 N	l_1 K	l_2 N	l_2 K	l_4	l_5	l_6	l_7
065	65	85	90	76,5	77	85	4	58	52,5	45	40	20	2,5	4	10
070	70	90	95	82,5	83	92	4	60	60	45	45	22	3	5	10
075	75	95	104	87,5	88	97	4	60	60	45	45	22	3	5	10
080	80	104	109	94,5	95	105	4	63	60	47,5	45	22,5	3	5	10
085	85	109	114	99,5	100	110	4	63	60	47,5	45	22,5	3	5	10
090	90	114	119	104,5	105	115	4	63	63	47,5	50	22,5	3	5	10
095	95	119	124	109,5	110	120	4	63	63	47,5	50	22,5	3	5	10
100	100	124	129	114,5	115	125	4	63	63	47,5	50	22,5	3	5	10
105	105	129	134	119,5	120	130	4	63	63	47,5	50	22,5	3	5	10
110	110	138	142	127,5	128,5	142	4	NEASIMILATE	65	NEASIMILATE	54	28	3	6	12
115	115	143	147	132,5	133,5	147	4		72		54	28	3	6	12
120	120	148	152	137,5	138,5	152	4		72		54	28	3	6	12
125	125	153	157	142,5	143,5	157	4		72		54	28	3	6	12
130	130	158	162	147,5	148,5	162	4		72		54	28	3	6	12
135	135	169	175	155	156	172	4		72		62	33	4	6	14
140	140	174	180	160	161	177	4		72		62	33	4	6	14
145	146	179	185	165	166	182	4		72		62	33	4	6	14
150	150	184	100	170	171	187	4		72		62	33	4	6	14
155	155	189	195	175	175	192	4		72		62	33	4	6	14
160	160	194	200	180	181	197	4		72		62	33	4	6	14

Tabelul 8.35

Dimensiunile de montaj pentru etanșările frontale EFB *200* și EFK *200* [18], mm





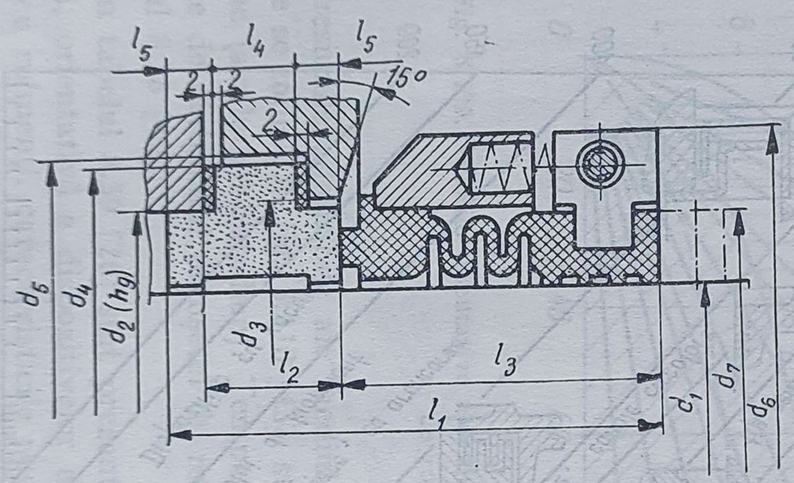
Tipodimensiunea	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8	l_1		l_2	l_3		l_4	l_5	l_6	l_7
									N	K		N	K				
016	16	20	34	36	22,5	23	27,2	3	50	42,5	18	40	34,5	15	2	2	10
018	18	22	36	38	26,5	27	33	3	50	45	20	40	35,5	17	2	3	10
020	20	24	38	40	28,5	29	35	3	50	45	20	40	35,5	17	2	3	10
025	25	30	44	46	33,5	34	40	3	50	47,5	20	40	38	17	2	3	10
030	30	35	49	51	38,5	39	45	3	50	50	20	40	40,5	17	2	3	10
035	35	40	57	60	43,5	44	50	3	54	52,5	20	44	40,5	17	2	3	10
040	40	45	62	65	50,5	51	58	4	57	52,5	23	46	42,5	18	2	3	10
045	45	50	67	70	55,5	56	63	4	57	52,5	23	46	42	18	2,5	3	10
050	50	55	72	75	61,5	62	70	4	61	57,5	25	48	45	20	2,5	4	10
055	55	60	81	85	66,5	67	75	4	61	57,5	25	48	45	20	2,5	4	10
060	60	65	86	90	71,5	72	80	4	66	62,5	25	53	50	20	2,5	4	10

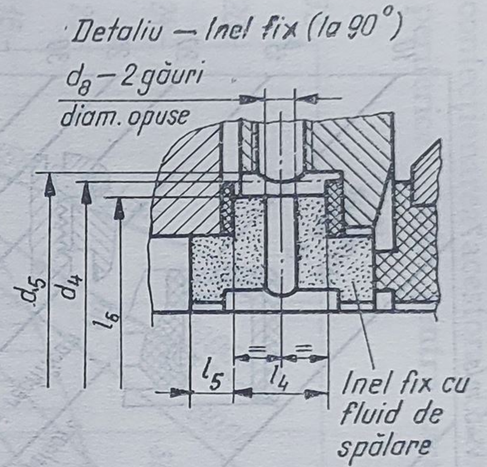
Tabelul 8.35 (continuare)

Tipodimensiunea	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8	l_1		l_2	l_3		l_4	l_5	l_6	l_7
									N	K		N	K				
065	65	70	91	95	76,5	77	85	4	66	62,5	25	53	50	20	2,5	4	10
070	70	75	99	104	82,5	83	92	4	69	70	28	53,5	50	22	3	5	10
075	75	80	104	109	87,5	88	97	4	79	70	28	53,5	50	22	3	5	10
080	80	85	109	114	94,5	95	105	4	79	70	28	53,5	50	22,5	3	5	10
085	85	90	114	119	99,5	100	110	4	79	70	28	53,5	50	22,5	3	5	10
090	90	95	119	124	104,5	105	115	4	79	77	28	53,5	60	22,5	3	5	10
095	95	100	124	129	109,5	110	120	4	79	75	28	53,5	60	22,5	3	5	10
100	100	105	129	134	114,5	115	125	4	79	75	28	53,5	60	22,5	3	5	10
105	105	105	129	134	114,5	115	125	4	79	75	28	53,5	60	22,5	3	5	10
110	110	115	143	147	132,5	133,5	146	4	NEASIMILAT	75	34	NEASIMILAT	64	28	3	6	12
115	115	120	148	152	137,5	138,5	151	4		82	34		64	28	3	6	12
120	120	125	153	157	142,5	143,5	156	4		82	34		64	28	3	6	12
125	125	130	158	162	147,5	148,5	161	4		82	34		64	28	3	6	12
130	130	130	158	162	147,5	148,5	161	4		82	34		64	28	3	6	12
135	135	140	174	180	160	161	177	4		93	39		72	33	4	6	14
140	140	145	179	185	165	166	182	4		93	39		72	33	4	6	14
145	145	150	184	190	170	171	187	4		93	39		72	33	4	6	14
150	150	155	189	195	175	176	192	4		93	39		72	33	4	6	14
155	155	160	194	200	180	181	197	4		93	39		72	33	4	6	14
160	160	160	194	200	180	181	197	4		93	39		72	33	4	6	14

Tabelul 8.36

Dimensiunile de montaj pentru etanșările frontale EFN *300* [*18*], mm





Mărimea	d_1 h6	d_2 h9	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6
020	20	37	38	47	49	56	33	6	72	26	43	19	5	22
025	25	42	43	52	54	60	38	6	72	26	43	19	5	24,5
030	30	49	50	59	61	70	45	6	82	31,5	45	22	7,5	28
035	35	54	55	67	69	75	50	6	82	31,5	45	22	7,5	32
040	40	62	63	75	77	80	55	6	82	31,5	45	22	7,5	36
045	45	67	68	80	82	85	60	6	82	31,5	45	22	7,5	38,5
050	50	72	73	85	87	90	65	6	82	31,5	45	22	7,5	41
055	55	80	81	96	98	95	70	8	95	40	47	28	10	46,5
060	60	85	86	101	103	100	75	8	95	40	47	28	10	49
065	65	90	91	106	108	105	80	8	95	40	47	28	10	51,5
070	70	95	96	111	113	120	85	8	103	40	55	28	10	54
075	75	100	101	116	118	125	90	8	103	40	55	28	10	56,5
080	80	105	106	121	123	130	95	8	103	40	55	28	10	59
085	85	110	111	126	128	135	100	8	103	40	55	28	10	61,5
090	90	115	116	131	133	140	105	8	105	40	57	28	10	64
095	95	120	121	136	138	145	110	8	105	40	57	28	10	66,5
100	100	125	126	141	143	150	115	8	105	40	57	28	10	69

Pentru alegerea orientativă a dispozitivelor de etanșare de protecție se poate folosi *diagrama N.A. Spițîn* (fig. 8.108 [33]).

Pentru alegerea inelelor racloare se vor utiliza indicațiile din tabelul 8.30.

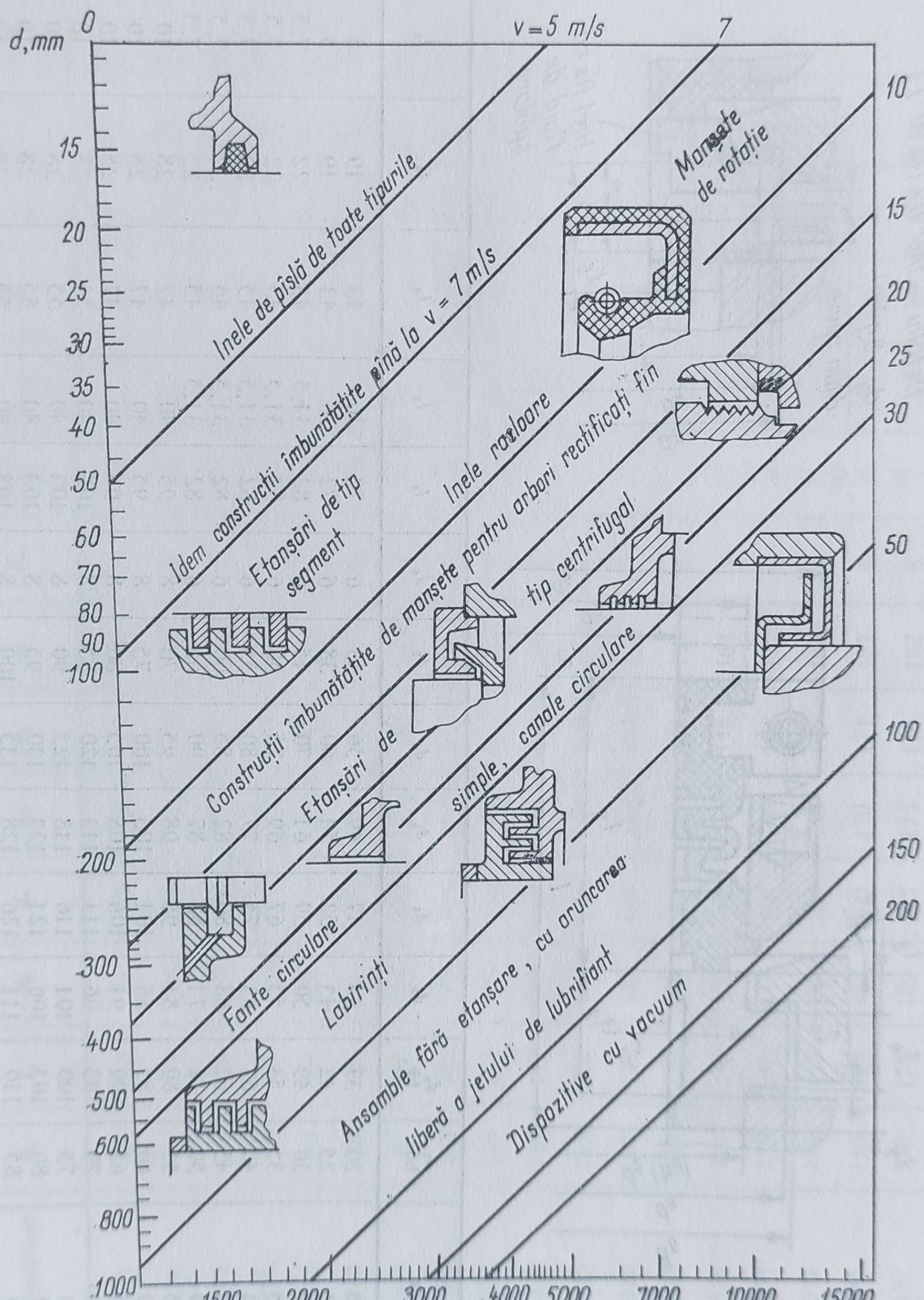


Fig. 8.108. Diagramă pentru alegerea orientativă a dispozitivelor de etanșare [33].

Domeniul și limitele de utilizare a diferitelor tipuri constructive de manșete de rotație sînt indicate în tabelul 8.37 [39, 43, ș.a.].

În fig. 8.109, [43]* sînt indicate valorile orientative ale vitezei periferice admise pentru manșetele de rotație, în funcție de materialul întrebuințat pentru confecționarea acestora. Curba cu linie întreruptă indică valorile vitezelor periferice admise pentru cazul ungerii cu unsoare consistentă.

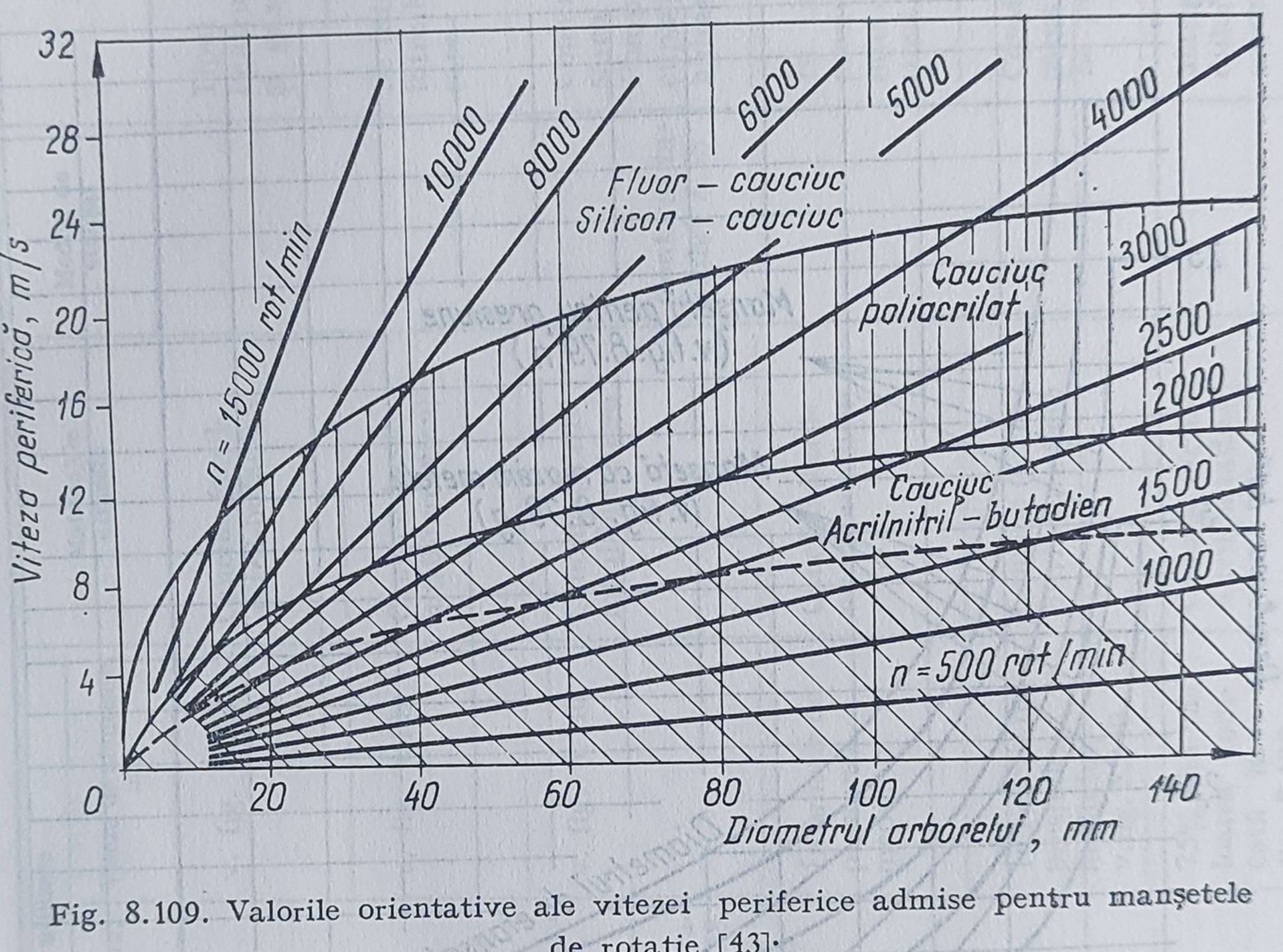


Fig. 8.109. Valorile orientative ale vitezei periferice admise pentru manșetele de rotație [43].

Presiunile admisibile ale mediului etanșat pentru cazul manșetelor de rotație se indică în fig. 8.110 [43], stabilite pentru manșetele executate din cauciuc (acrilnitril-butadien). Temperaturile de funcționare recomandate în funcție de materialul manșetei de rotație și de mediul etanșat sînt date în tabelul 8.38 [43].

În tabelul 8.39 [26] sînt prezentate recomandările privind alegerea generală, orientativă a dispozitivelor de etanșare, de protecție, pentru reazemele cu rulmenți, caracteristicile posibile ale mediului ambiant — din exteriorul rulmenților — fiind date în tabelul 8.40 [43].

---

* Curbele s-au trasat pentru cazul uleiului de motor SAE 20]43].

Natural, indicațiile și recomandările din acest paragraf au un caracter orientativ. În foarte multe cazuri, funcțiile unui singur tip de etanșare nu ajung să satisfacă condițiile de etanșeitate ale ansamblului respectiv, trebuind să se recurgă la dispozitive de etanșări combinate, care se vor stabili pentru fiecare caz concret, în parte.

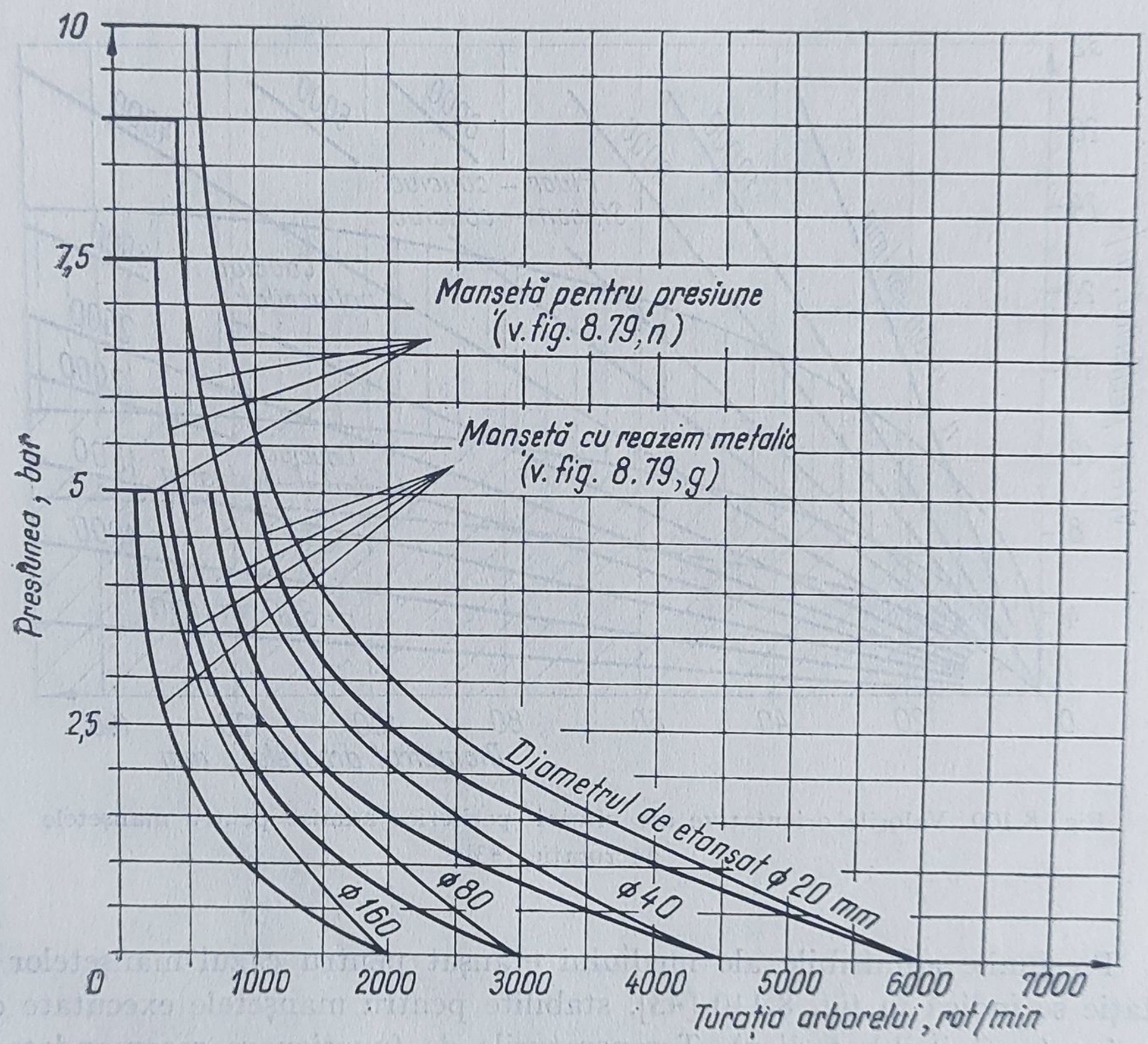


Fig. 8.110. Presiunile admisibile ale mediului etanșat, pentru manșetele de rotație [43].

Proiectantul are obligația de a analiza temeinic condițiile de etanșeitate impuse ansamblului și, comparînd cu caracteristicile, limitele și domeniile de utilizare ale diferitelor dispozitive de etanșare, să hotărască asupra tipului optim de etanșare simplă sau combinată, care să satisfacă — mai mult sau mai puțim integral — condițiile impuse inițial.

Tabelul 8.37

Recomandări orientative privind alegerea manșetelor de rotație [39, 43 ș.a.]

Tipul manșetei de rotație	Limitele de utilizare			Materialele utilizate	Mediul de etanșat	Domeniile de utilizare
	Presiune, bar	Temperatura, °C	Viteza de alunecare, m/s			
v. fig. 8.79,a-*c*	Necesită inel de reazem (v. fig. 8.109)	Conform tabelului 8.38, în funcție de mediul etanșat	v. fig. 8.109	Cauciuc (acril-nitril-butadien)	Conform tabelului 8.38	Tipul cel mai utilizat. Pentru etanșarea mediilor fluide și gazoase, cu viscozitate mică
v. fig. 8.79, *i-k*	Nu se prevede		v. fig. 8.109	Cauciuc (acril-nitril-butadien)		Se introduce unsoare consistentă între buza de praf și cea de etanșare
v. fig. 8.79, *n*	$\leqslant$ 10		v. fig. 8.110	Cauciuc (acril-nitril-butadien)		Construcție specială pentru etanșarea mediilor sub presiune. Pompe și motoare hidraulice, cuplaje hidrodinamice, acționări hidraulice, pompe de ulei
v. fig. 8.79,*d-f*	$>$ 1,5, cu inel de reazem		În funcție de presiunea mediului	Cauciuc (acril-nitril-butadien)		În cazul variației pulsatorii a presiunii. La motoarele cu ardere internă, în doi timpi. Se preferă tipul din fig. 8.79, *n*
v. fig. 8.79, *g*	v. fig. 8.110		În funcție de presiunea mediului, v.fig. 8.110	Cauciuc (acril-nitril-butadien)		Construcție specială pentru etanșarea mediilor sub presiune. Se preferă tipul din fig. 8.79, *n*
v. fig. 8.79,*w*	Nu se prevede		75% din valoarea indicată în fig. 8.109	Cauciuc (acril-nitril-butadien)		Mașini de spălat, etanșarea mediilor murdare. Sînt rezistente la coroziune

Tabelul 8.37 (continuare)

Tipul manşetei de rotaţie	Limitele de utilizare			Materialele utilizate	Mediul de etanşare	Domeniile de utilizare
	Presiunea, bar	Temperatura, °C	Viteza de alunecare, m/s			
v. fig. 8.79, *p*, *r*	max. 0,2	Conform tabelului 8.38 în funcţie de mediul etanşat	75% din valoarea indicată în fig. 8.109	Cauciuc (acril-nitril-butadien)	Conform tabelului 8.38	La presiuni variabile de valoare mică. Motoare în doi timpi, pompe pentru ulei de încălzire
v. fig. 8.79, *h*	Nu se prevede		75% din valoarea indicată în fig. 8.109	Cauciuc (acril-nitril-butadien)		La carcasele cu mişcare de rotaţie
v. fig. 8.79, *x*	⩽4, cu inel de reazem		⩽15 m/s			Maşini grele, nave Rezistenţă la coroziune
v. fig. 8.79 *q*	Nu se prevede		În funcţie de mediu	Teflon		Rezistenţă mare chimică şi termică
v. fig. 8.79, *s*, *t*	Nu se prevede		50% din valoarea indicată în fig. 8.109	Cauciuc (acril-nitril-butadien)		Etanşare din exterior, împotriva murdăriei

Observaţie. Mediul care trebuie etanşat impune ce material trebuie utilizat pentru manşetele de rotaţie (v. şi tabelul 8.38).

Tabelul 8.38

Temperaturile de funcționare recomandate în funcție de materialul manșetei de rotație și de mediul etanșat [43]

Materialul de bază al manșetei de rotație	Limitele temperaturii de funcționare, pentru mediile etanșate, °C									
	Domeniul de temperaturi, la buza de etanșare	Lubrifianți (minerali)				Lichide greu inflamabile, sub presiune		Alte medii		
		Uleiuri pentru motoare	Uleiuri pentru transmisii	Uleiuri pentru transmisii hipoide	Unsori consistente	Emulsie (apă-ulei)**	Soluții apoase**	Ulei de încălzit	Apă**	Leșie**
Cauciuc (acril-nitril-butadien)	−40...+120	100	80	80	90	70	70	90	90	90
Fluorcauciuc	−30...+200	170*	150	150	—	—	—	—	—	—
Teflon	−80...+200	170*	150	150	150	—	—	—	—	—

* Încărcarea termică de durată pentru lubrifianții minerali, $\leqslant$ 150°C;

** Este necesară ungere suplimentară.

Tabelul 8.39

Recomandări privind alegerea orientativă a dispozitivelor de etanşare pentru reazemele cu rulmenţi ale arborilor orizontali ($t_{max} \leqslant 150°C$) [24]

Caracteristica mediului ambiant (sub formă gazoasă)	Viteza periferică în locul etanşat v_{max}, m/s	Tipul lubrifiantului utilizat	Tipul recomandat de etanşare
0	1	2	3
Uscat, curat	⩽ 5	Unsoare consistentă	Fante circulare şi canale
	⩽ 10	Idem	Rulmenţi autoetanşaţi, cu dispozitive simple
	⩽ 15	Unsoare consistentă Ulei	Rulmenţi autoetanşaţi Manşete de rotaţie simple
	> 15	Ulei	Labirinţi simpli
Uscat, cu praf	⩽ 5	Unsoare consistentă	Inel din pîslă
	⩽ 10	Unsoare consistentă	Rulmenţi autoetanşaţi
	⩽ 15	Unsoare consistentă Ulei	Inel centrifugal Rulmenţi autoetanşaţi Manşetă dublă, de rotaţie
	> 15	Ulei	Labirinţi
Uscat, puternic murdar	⩽ 5	Unsoare consistentă	Inel centrifugal, combinat cu fantă circulară sau cu canale
	⩽ 10	Unsoare consistentă	Inel centrifugal şi rulmenţi autoetanşaţi
	⩽ 15	Unsoare consistentă Ulei	Inel centrifugal Manşetă de rotaţie Disc centrifugal Manşetă dublă, de rotaţie
	> 15	Ulei	Labirinţi combinaţi

Tabelul 8.39 (continuare)

0	1	2	3
Umed, curat	⩽ 5	Unsoare consistentă	Fante circulare și canele
	⩽ 10	Unsoare consistentă	Rulmenți autoetanșați, cu dispozitive simple
	⩽ 15	Unsoare consistentă	Manșetă de rotație simplă
		Ulei	Manșetă dublă de rotație
	> 15	Ulei	Labirinți simpli
Umed și praf	⩽ 5	Unsoare consistentă	Fante circulare și canale
	⩽ 10	Unsoare consistentă	Rulmenți autoetanșați
	⩽ 15	Unsoare consistentă	Manșete de rotație, simple
		Ulei	Manșetă cu buză antipraf
	> 15	Ulei	Labirinți
Umed, puternic murdar	⩽ 5	Unsoare consistentă	Inel centrifugal, combinat cu fantă circulară sau cu canale
	⩽ 10	Unsoare consistentă	Inel centrifugal și rulmenți autoetanșați
	⩽ 15	Unsoare consistentă	Inel centrifugal și manșetă simplă
		Ulei	Inel centrifugal și manșetă dublă
	> 15	Ulei	Labirinți combinați
Foarte umed, curat	⩽ 5	Unsoare consistentă	Inel de pîslă, combinat cu fantă circulară sau canale
	⩽ 10	Unsoare consistentă	Rulmenți autoetanșați
	⩽ 15	Unsoare consistentă	Manșetă de rotație simplă
		Ulei	Manșetă dublă, de rotație
	> 15	Ulei	Labirinți simpli

Tabelul 8.39 (continuare)

0	1	3	4
Foarte umed, cu praf	⩽ 5	Unsoare consistentă	Inel centrifugal, combinat cu fante circulare sau canele
	⩽ 10	Unsoare consistentă	Inel centrifugal şi rulmenţi autoetanşaţi
	⩽ 15	Unsoare consistentă Ulei	Inel centrifugal şi manşetă simplă Inel centrifugal şi manşetă dublă
	> 15	Ulei	Labirinţi
Foarte umed, puternic murdar	⩽ 5	Unsoare consistentă	Inel centrifugal, combinat cu fante circulare sau canale
	⩽ 10	Unsoare consistentă	Inel centrifugal şi rulmenţi autoetanşaţi
	⩽ 15	Unsoare consistentă Ulei	Inel centrifugal şi manşetă simplă Inel centrifugal şi manşetă dublă
	> 15	Ulei	Labirinţi combinaţi

Tabelul 8.40

Caracteristicile şi combinaţiile posibile ale variantelor de mediu ambiant din exteriorul reazemelor de rulmenţi [26]

Starea fizică a masei principale a mediului							
Gazoasă			Lichidă			Solidă	
Umiditatea relativă			Acţiunea corosivă			Dimensiunile maxime ale particulelor	
⩽25—50%	⩽75—80%	>80%	Obişnuită	Slabă	Puternică	< 70 mm	Corp monolit, dens
Uscat, curat	Umed, curat	Foarte umed, curat	Curată, neutră (scufundat)	Curată, corosivă (scufundat)	Curată, corosivă (scufundat)	Fărămicios, uscată (scufundat)	Plin, uscat (scufundat)
Uscat, cu praf	Umed şi praf	Foarte umed şi praf	Parţial murdară, neutră (scufundat)	Parţial murdară, corosivă (scufundat)	Parţial murdară, corosivă (scufundat)	Fărămicios, umezită (scufundat)	Plin, umezită (scufundat)
Uscat, puternic murdar	Umed, puternic murdar	Foarte umed, puternic murdar	Puternic murdară, neutră (scufundat)	Puternic murdară, corosivă (scufundat)	Puternic murdară, corosivă (scufundat)	Fărămicios, foarte umedă (scufundat)	Plin, foarte umed (scufundat)

Observaţie. Gradul de murdărire al mediului:
— gazos, în g/m³: curat, < 0,005; praf, ⩽ 0,5; puternic murdar, > 0,5;
— lichid cu particule solide, în %: curat, ⩽ 0,01; murdar, ⩽ 3—5; puternic murdar > 5;
— umezit solid, în %: uscat, ⩽ 0,2; umedă, ⩽ 2; foarte umedă, > 2.

Bibliografie

1. **Boyce, H.L.** *Molded Packings. Lip Types.* În: Machine Design, nr. 22, 13 sept. 1973, p. 70—72.
2. **Cristea, V. ș.a.** *Etanșări.* București, Editura tehnică, 1973.
3. **Drăghici, I., Crișan, I.** *Etanșări. Atlas.* Universitatea din Brașov, 1979.
4. **Drăghici, I. ș.a.** *Organe de mașini,* Vol. II (cap. 8). Universitatea din Brașov, 1980.
5. **Fălticeanu, C.** *Contribuții la studiul eficacității garniturilor de etanșare dinamice de contact.* Teză de doctorat. Institutul politehnic Iași, 1978.
6. **Gastineau, R.I.** *Metallic Gaskets. O-Ring Types.* În: Machine Design, nr. 22, 13 sept. 1973, p. 122—123.
7. **Gillete, H.G.** *Molded Packings. Squeeze Types.* În: Machine Design, nr. 22, 13 sept. 1973, p. 72—74.
8. **Golubev, A.I.** *Sovremenîe uplotnenia vrașciaiușciisia valov.* Moscova, Mașghiz, 1963.
9. **Harms, R.** *Dichtelemente für die Pneumatik mit besonderer Profilausbildung.* În: Maschinenmarkt, 84. nr. 56, 14 iuli 1978.
10. **Hirz, R.** *Fehlersuche an Gleitringdichtungen.* În: Antriebstechnik, *16,* nr. 2, 1977, p. 75—78
11. **Hoffman, H., Koenig, W., Zeus, D.** *Erfahrungen und Gedanken zur Gestaltung berührender Dichtungen an hydraulischen Zylindern* (Teil I). În: Konstruktion, *28,* nr. 5, 1976, p. 173—178.
12. **Hooper, L.G.** *Dynamic Shaft Seals. Exclusion Devices.* În: Machine Design, nr. 22, 13 sept. 1973, p. 25—26.
13. **Hopp, H.** *Dichtungen im rauchen Baubetrieb.* În: Fluid, nr. 4, 1973.
14. **Hopp, H.** *Dichtungsschäden — Ursachen und Abhilfen.* În: Fluid, nr. 6, 1974.
15. **Hopp, H.** *Hydraulikdichtungen im Grubenausbau.* În: Fluid, nr. 5, 1976.
16. **Mc. Killop, G.R.** *Compression Packings.* În: Machine Design, nr. 22, 13 sept. 1973, p. 64—67.
17. **Lazăr, D.** *Studiul curgerii și uzării etanșărilor axiale cu inele de alunecare.* Teză de doctorat. Institutul Politehnic București, 1980.
18. Normă tehnică de ramură — *Etanșări frontale pentru industria chimică* elaborată de ICPEAR al MICh, 1981.
19. **Marchetti, P.B., Diegnan, J.L.** *Diaphragm Seals.* În: Machine Design, nr. 22, 13 sept. 1973, p. 96—97.
20. **Mayer E.** *Axiale Gleitringdichtungen.* Düsseldorf, VDI-Verlag GmbH, 1977.
21. **Meck, J.A.** *Dynamic Shaft Seals. Clearance Seals.* În: Machine Design, nr. 22, 13 sept. 1973, p. 29—32.
22. **Painter, J.B., Rhine, J.W.** *Metallic Gaskets. General Types.* În: Machine Design, nr. 22, 12 sept. 1973, p. 119—122.
23. **Rabinovici, I. ș.a.** *Rulmenți.* București, Editura tehnică, 1977, p. 290—318.
24. **Shepler, P.R.** *Splint-Ring Seals.* În: Machine Design, nr. 22, 13 sept. 1973, p. 58—59.
25. **Smoley, E.M.** *Nonmetallic Gaskets. Gasket Materials and Forms.* In: Machine Design, nr. 22, 13 sept., 1973, p. 123—125.
26. **Saț., Ia.Iu.** *Uplotnenia podșipnikovîh uzlov.* Moscova, Mașinostroenie, 1964.
27. **Taschenberg, E., Moskowitz, R.** Dynamic Shaft Seals. *Circumferential Seals.* În: Machine Design, nr. 22, 13 sept. 1973, p. 27—29.
28. **Trimble, E.F.** *Face Seals.* În: Machine Design, nr. 22, 13 sept. 1973, p. 2—7.
29. **Veit, G.** *Taschenbuck der Dichtungstechnick.* Munchen, Karl Hanser Verlag, 1971.
30. **Vorohov, I.M. și Ganșin, A.S.** *Voloknistnîe i kombinirovanîe nabivki.* Moscova, Mașghiz, 1959.
31. **Wilkinson, D.H.** *Radial Lip Seals.* În: Machine Design, nr. 22, 13 sept. 1973, p 20—24.
32. * * * **Uplotnenia.** Moscova, Masinostroenie, 1964.
33. * * * *Podșipniki kacenia. Spravocinoie posobie.* Moscova, Mașghiz, 1961.
34. * * * *Manualul inginerului mecanic,* Mecanisme, Organe de mașini. Dinamica mașinilor. București, Editura tehnică, 1976, p. 510—514.
35. * * * *Spravocinik mașinostroitelia.* Vol. 4/II. Moscova, Mașghiz, 1962, p. 776—778.
36. * * * *Catalog de produse. M.I.C.* Întreprinderea de articole tehnice din cauciuc, Brașov, 1975.

Documentația tehnică a firmelor specializate

37. **Feodor Burgmann,** Dichtungswerk (R.F.G.), 8190 Wolfratshausen.
38. **Hecker-Werke** (R.F.G.) Spezialfabriken fur Dicht-und Reibelemente, 7031 Weil/Schönbuch.
39. KACO — Kupfer — Asbest—Co. Gustav Bach (R.F.G.), 7100 Heilbronn, Neckar, Postf. 2405.

40. **Lanza** (Italia), 24060 Predore, Bergamo.
41. **Martin Merkel** HG Hamburg (R.F.G.), 2102 Hamburg 93 (Wilhelmsburg) Postfach 930280
42. **Parker** Dichtungen GmbH (Austria), 7121 Pleidelsheim, Stuifenstrasse 55.
43. SIMRIT-Werk (R.F.G.), Carl Freudenberg. 6940 Weinheim/Bergstr.
44. Catalog TIMKEN, The Timken Roller Bearing Co. (S.U.A.).
45. Catalog FAG, Kugelfischer Georg Schafer & Co. (R.F.G.), 8720 Schweinfurt 2, Postfach 28/29
46. SKF Kugellagerfabriken GmbH, 8720, Schweinfurt 2, Postfach 1440.
47. Sealol GmbH (R.F.G.), Gagern Ring 5, 6233 Kellkheim/Ts
48. Crane Packing Ltd (Anglia), Slough England SL 14 QX
49. Felxibon Limited (Anglia), Wash Road, Trafford Park Manchester.
50. Pacific (R.F.G.), Pienzenauer Str 14, D-8000 München.
51. Ferrox (Anglia), Tumbledown Dick Oxford OX 29 QE.

9. Cuplaje

Notații

GD^2 — momentul de giraţie redus la arborele condus al cuplajului;

J, J_1, J_2 — momentul de inerţie masic, respectiv momentele de inerţie, reduse la arborele semicuplajului conducător, respectiv condus;

k — rigiditatea sistemului mecanic a cuplajului;

K_s — coeficientul de suprasarcină sau de *regim*;

$M_{t\,cap}$ — momentul de torsiune capabil să-l transmită cuplajul;

$M_{tc}, M_{t\,lim}$ — momentul de torsiune de calcul, respectiv momentul de torsiune limită pentru cuplajele de siguranţă;

M_{tn} — momentul nominal de torsiune

n — turaţia nominală a cuplajului;

φ — unghiul de rotire relativă a semicuplajelor.

Cuplajele se întrebuinţează pe scară largă în construcţia de maşini, de corecta alegere a acestora depinzînd — în mare măsură — funcţionarea sigură şi îndelungată a sistemului respectiv.

Cuplajele au următoarele funcţii simple, principale [23, 25]: *transmitere de mişcare*, respectiv de moment de torsiune; *comandă a mişcării; limitare de sarcină*, care se poate realiza cu întreruperea fluxului cinematic, cu întreruperea temporară a fluxului şi fără întrerupere; *protecţie* împotriva vibraţiilor şi a şocurilor; *compensare* a erorilor de execuţie şi montaj, care poate fi axială, radială, unghiulară şi combinată; *montare paralelă sau concurentă*, permiţînd deplasări însemnate ale capetelor arborilor, precum şi mobilitatea acestora în timpul funcţionării; *limitare de turaţie*, putînd fi o limitare maximală n_{max} sau o limitare minimală n_{min}; *transmitere unisens*, a mişcării.

În fig. 9.1 se prezintă una din cele mai uzitate clasificări primare, tipologice a cuplajelor, cuprinsă — de altfel — şi în STAS 7082-77 [25].

9.1. Determinarea sarcinii de calcul

Asupra elementelor componente ale cuplajelor acţionează următoarele sarcini [57, 73]: momentul nominal de torsiune, corespunzător puterii nominale a sistemului de acţionare; sarcinile de inerţie, care apar în regimul nestaţionar de funcţionare a maşinii; sarcinile de şoc şi vibratorii, la funcţionarea în regim staţionar şi nestaţionar; sarcinile datorate deformării forţate a elementelor componente ale cuplajelor — şi a altor elemente ale sistemului de acţionare — ca urmare a necoaxialităţii arborilor; sarcinile datorate frecării reciproce a elementelor mobile ale cuplajelor.

Mărimea sarcinilor — care acţionează asupra cuplajelor — depinde de tipul şi caracteristica maşinii motoare, de regimul de funcţionare al maşinii

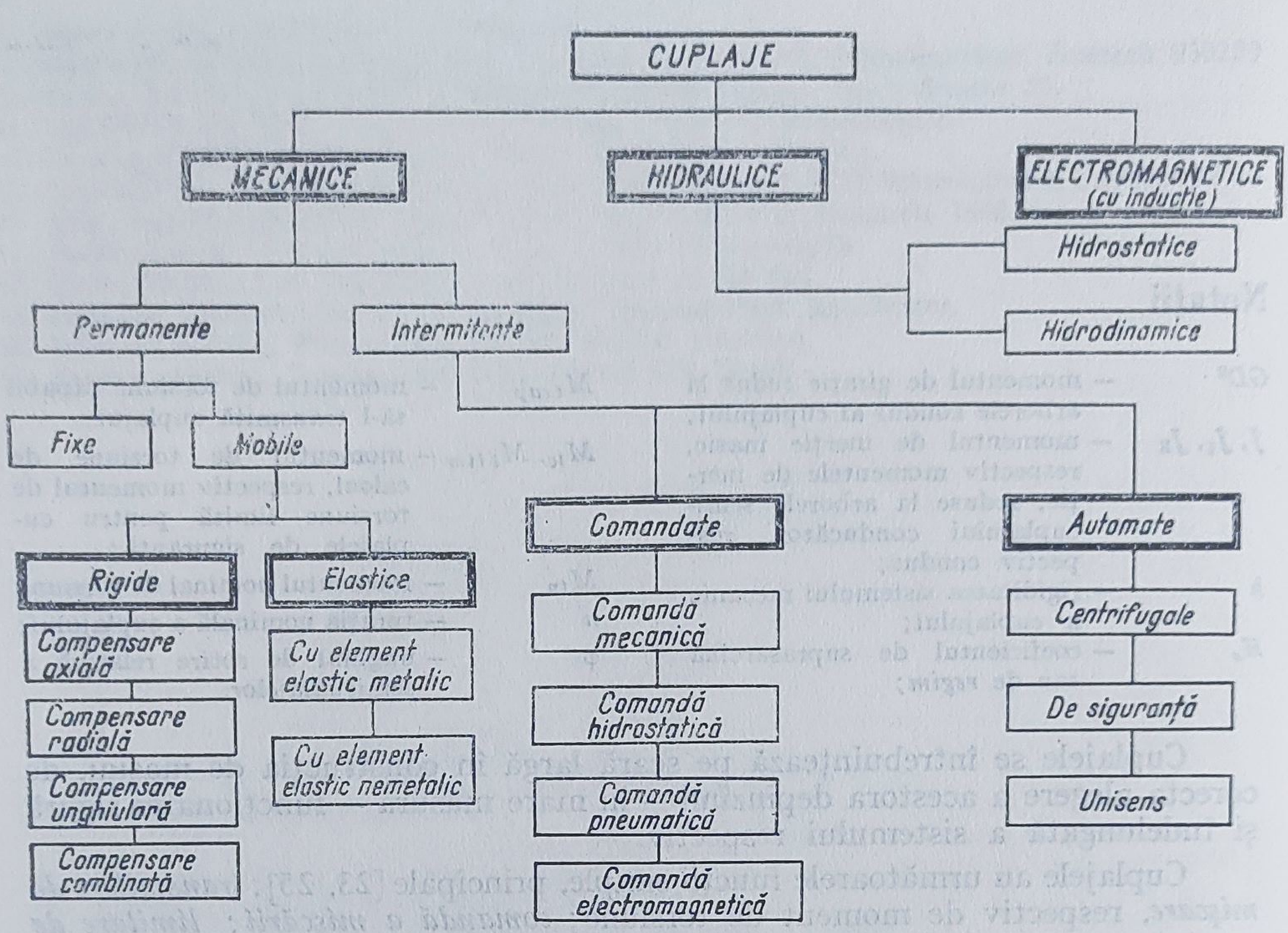


Fig. 9.1. Schema clasificării cuplajelor.

antrenate și de influența cuplajului asupra momentului de inerție, rigidității și comportării la vibrații a lanțului cinematic al sistemului de acționare.

Caracteristica principală a cuplajelor — depinzînd de funcția cea mai importantă a acestora — o constituie valoarea momentului de torsiune transmis. În general, momentul de torsiune este o funcție variabilă în timp, reprezentînd variația momentului de torsiune rezultată din posibilitatea funcționării sistemului de antrenare în diferite regimuri de exploatare.

Momentul nominal de torsiune M_{tn} poate fi determinat cu relația

$$M_{tn} = 95\,500 \frac{P_n^{[kw]}}{n^{[rot/min]}} \quad [daN \cdot cm]. \tag{9.1}$$

Momentul de torsiune de accelerare M_{ta} este momentul necesar accelerării unor mase inerțiale — reduse la arborele cuplajului — pînă la viteza de regim, într-un anumit timp t_a:

$$M_{ta} = \frac{GD^{2[daN \cdot m^2]}\, n^{[rot/min]}}{375 t_a^{[s]}} \quad [daN \cdot m]. \tag{9.2}$$

La sistemele echipate cu cuplaje intermitente cu fricțiune (ambreiaje) se disting două cazuri [114]:

— masele inerțiale ale mașinii antrenate sînt puse în mișcare — accelerate — momentul de torsiune de sarcină (rezistent) fiind nul; în acest caz, momentul de torsiune transmis de cuplaj este

$$M_{tc} = M_{ta};$$

— masele inerțiale ale mașinii antrenate sînt accelerate în cazul existenței unui anumit moment de torsiune de sarcină, momentul de torsiune transmis de cuplaj fiind în acest caz

$$M_{tc} = M_{ta} + M_{t\,sarc} = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{n}{t_a} + 955{,}5\,\frac{P_n}{n} \quad [\text{daN} \cdot \text{m}], \tag{9.3}$$

momentul de torsiune de sarcină sau *rezistent* $M_{t\,sarc}$ putînd fi format din momentele provenite din diversele frecări dintre piesele aflate în mișcare și din momentul de torsiune util al mașinii antrenate [103, 114].

Momentele nominale de torsiune — indicate în documentația tehnică a firmelor producătoare sau în standarde — corespund valorilor maxime care pot fi preluate de cuplaj în regimul static de funcționare. În regim dinamic, cuplajul trebuie să preia suprasarcinile din timpul demarajului și șocurile posibile din timpul funcționării sistemului [92, 114].

Ca urmare a imposibilității de a determina exact momentul de torsiune de calcul M_{tc}, acesta se calculează cu relația

$$M_{tc} = K_s M_{tn}. \tag{9.4}$$

Valorile coeficientului de siguranță K_s se pot lua din STAS 6589-74, 769-73, 870-73 și 5982-79. Pentru cuplajele permanente — montate între motorul electric și mașina antrenată — valorile orientative ale coeficientului K_s se aleg din tabelul 9.1 [57, 73].

Tabelul 9.1

Valorile orientative ale coeficientului de siguranță pentru cuplajele permanente [73]

Tipul mașinii antrenate	Coeficientul K_s
Generatoare de curent	1 — 2
Ventilatoare	1,25—2
Pompe centrifuge și cu piston, compresoare cu piston	1,75—3,5
Mașini-unelte	1,25—2,5
Mașini-unelte pentru prelucrarea lemnului, transportoare cu bandă și cu lanț	1,5 —2,0
Transportor cu role	4
Mașini de ridicat, elevatoare	3—5

Tabelul 9.2

Valorile coeficientului parțial de siguranță K_1 [88]

Regimul de funcționare și tipul mașinii antrenate	Cuplaje dințate			Cuplaje elastice			Ambreiaje Planox și Conax		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C
a. *Funcționare uniformă, mase inerțiale neglijabile* (arbori de transmisie; generatoare de curent de joasă tensiune; ventilatoare cu $P/n < 0{,}05$; pompe centrifuge)	1	1,1	1,2	1	1,2	1,4	1,2	1,6	1,8
b. *Funcționare uniformă, mase inerțiale mici* (exhaustoare și ventilatoare cu $P/n = 0{,}05-0{,}1$; mașini-unelte cu mișcare rotativă; mașini textile ușoare; elevatoare; benzi transportoare pentru materiale vărsate; mașini de îndoit tablă)	1,1	1,2	1,3	1,2	1,4	1,7	1,4	1,8	2,0
c. *Funcționare neuniformă, mase inerțiale medii* (suflante centrifuge, rotative, cu piston; mașini pentru industria lemnului; benzi transportoare pentru material vărsat; generatoare de curent; mașini de rectificat; site vibratoare; cricuri; ascensoare de mărfuri; ventilatoare cu $P/n > 0{,}1$)	1,2	1,3	1,5	1,4	1,7	2,0	1,6	2.0	2,2
d. *Funcționare neuniformă, mase inerțiale și șocuri de valoare medie* (betoniere; mașini de treierat; suflante; mașini de rabotat; transportoare cu lanț și curea; transportoare ușoare cu role; ventilatoare de mine; transmisia macaralelor; pompe cu piston și compresoare cu gradul de neuniformitate 1/100...1/200; ascensoare de persoane; poduri rulante; pompe centrifugale; arbori de vapoare; turbocompresoare)	1,3	1,5	1,7	1,7	2,0	2,4	1,8	2,2	2,5
e. *Funcționare neuniformă, mase inerțiale mari și șocuri puternice* (prese; foarfeci; prese de forjat și matrițat; mașini de trefilat; pompe și compresoare cu piston cu volant ușor; excavatoare; mașini de compactat prin vibrare; ștanțe)	1,5	1,7	1,9	2,0	2,4	2,8	2	2,5	2,8
f. *Funcționare neuniformă, mase inerțiale foarte mari și șocuri deosebit de puternice* (compresoare cu piston și pompe cu piston fără volant; generatoare de sudură; concasoare de piatră; laminoare; transportoare cu role grele)	1,8	2,1	2,3	2,4	2,8	3,3	2,2	2,8	3,2

Observație. S-au utilizat notațiile: A — motoare electrice, turbine cu abur, motoare cu pistoane axiale (peste 6 cilindri); B — turbine cu apă, motoare cu ardere internă, cu 4 — 6 cilindri cu gradul de neuniformitate de 1/100...1/200; C — motoare cu ardere internă cu 1—3 cilindri, cu gradul de neuniformitate 1/80 ... 1/100.

Pentru cuplajele dințate, cuplajele elastice cu elemente solicitate la compresiune (cu gheare și plăci de cauciuc) și pentru cuplajele intermitente cu fricțiune (ambreiajele de tip *Planox*), firma *Flender* [88] recomandă

$$K_s = K_1 K_2 K_3, \tag{9.5}$$

K_1 fiind coeficientul care depinde de mașina motoare și de mașina antrenată (tabelul 9.2); K_2 — de regimul zilnic de funcționare al mașinii antrenate (tabelul 9.3); K_3 — de frecvența cuplărilor pe oră a mașinii antrenate (tabelul 9.4).

Firma *Desch* [86] consideră — pentru ambreiajele de tip *Conax* și *Planox* — coeficientul de siguranță K_s egal cu coeficientul K_1, dat în tabelul 9.2.

Valorile coeficientului de siguranță K_s — pentru cuplajele tipizate în țară — se pot lua din tabelele 9.5 pentru cuplajele elastice cu bolțuri, 9.6 pentru cuplajele dințate și 9.7 pentru cuplajele elastice cu lamele metalice (de tip *Elcard*) [75].

Pentru cuplajele intermitente și de siguranță cu fricțiune — produse de firma *Bolenz & Schäfer* — se recomandă un coeficient de siguranță K_s ale cărui valori sînt date în tabelul 9.8 [79].

Valorile coeficientului de siguranță sînt orientative, permițînd doar alegerea estimativă a tipodimensiunii cuplajului.

Se va adopta tipodimensiunea cuplajului a cărui moment de torsiune — indicat în tabele — este imediat superior valorii calculate M_{tc}, cu relația (9.4).

Tabelul 9.3

Valorile coeficientului parțial de siguranță K_2 [88]

Timpul zilnic de funcționare, în h			
Pînă la 2	2—8	8—16	Peste 16
0,9	1	1,12	1,25

Tabelul 9.4

Valorile coeficientului parțial de siguranță K_3 [88]

Numărul de cuplări pe oră		Pînă la 1	1—20	20—40	40—80	80—160	Peste 1600
Domeniul de aplicare conform tabelului 9.2	*a*	1	1,2	1,3	1,5	1,6	2,0
	b	1	1,09	1,18	1,37	1,46	1,8
	c	1	1,08	1,17	1,25	1,33	1,65
	d	1	1,07	1,15	1,23	1,23	1,55
	e	1	1,07	1,12	1,18	1,18	1,32
	f	1	1,06	1,08	1,1	1,1	1,1

Tabelul 9.5

Valorile coeficientului de regim pentru cuplajele elastice cu bolțuri [75]

Regimul de funcționare al mașinii antrenate	Mașina motoare				
	Motor electric, turbină cu abur motor hidraulic	Turbină hidraulică, motor diesel cu patru sau mai mulți cilindri	Motoare cu benzină, motoare diesel		
			Trei cilindri	Doi cilindri	Un cilindru
1	2	3	4	5	6
a. *Funcționare uniformă, fără șocuri sau suprasarcini porniri rare* ($Mt_{max} / M_{tn} \leqslant 1,5$; generator electric, încărcat uniform; transmisii ușoare; ventilatoare și pompe centrifuge de mică putere; transportoare orizontale cu bandă cu sarcină uniformă; mașini-unelte rotative și mașini textile de mică putere; mașini de morărit cu mers uniform, mașini de prelucrare a lemnului)	1,55—1,75	1,75—1,90	2,0—2,25	2,35—2,55	2,75—2,95
b. *Funcționare uniformă, șocuri mici și rare; suprasarcini ușoare și de scurtă durată* ($Mt_{max}/M_{tn} \leqslant 1,8$; generatoare încărcate ușor neuniform; elevatoare sau ascensoare de mică capacitate; transmisii grele, ventilatoare de mare putere; pompe centrifuge rotative; compresoare și turbocompresoare, instalații de transport; transportoare cu lanț, sarcină uniformă; mașini-unelte rotative de mare putere; cricuri, agitatoare mecanice; mașini textile grele; mașini de sablat)	1,65—1,85	1,95—2,15	2,25—2,45	2,55—2,75	2,95—3,15
c. *Funcționare neuniformă, șocuri moderate și relativ frecvente; suprasarcini relativ mari și de scurtă durată* ($Mt_{max}/M_{tn} \leqslant 2,2$; ascensoare de mare capacitate; cuptoare rotative; amestecătoare sau agitatoare de produse lichide sau solide; poduri rulante cu capacitate medie de ridicare; trolii; transportoare înclinate sau orizontale cu sarcini inegale; mașini de spălat; calandre și mașini de fasonat cu valțuri din cauciuc și material plastic; foarfece; mașini de rectificat războaie de țesut; concasoare cu bile, cu bare sau pietre; tambure de răcire; mașini-unelte cu mișcare inversă; comenzi auxiliare la laminoare; laminoare de tip continuu sau finisoare, cu cadență rară de conectare; mașini tipografice; mașini pentru industria zahărului)	1,85—2,05	2,15—2,35	2,45—2,65	2,75—2,95	3,15—3,35

Tabelul 9.5 (continuare)

1	2	3	4	5	6
d. Funcționare neuniformă, șocuri mari și frecvente, suprasarcini mari și frecvente; inversări de sens, frecvente și rapide ($M_{t\,max}/M_{tn} \leqslant 3$; compresoare și pompe cu piston, cu volant cu gradul de neuniformitate mai mic de 1/100; teleferice de persoane, poduri rulante pentru oțelării; bancuri de întindere sau trefilare; ventilatoare de mină; amestecătoare sau laminoare cu valțuri din cauciuc și material plastic; mecanisme de excavat; prese de brichetat; mașini vibratoare; mașini de forjat; mori de ciment)	2,15—2,45	2,45—2,75	2,75—3,05	3,15—3,45	3,55—3,85
e. Funcționare foarte neuniformă, șocuri foarte mari și repetate; suprasarcini foarte mari; inversări de sens foarte frecvente și rapide ($M_{t\,max}/M_{tn} = 3 \ldots 3,5$; compresoare și pompe cu piston fără volant, cu gradul de neuniformitate mai mare de 1/100; generatoare de sudură; prese cu răcire cu lichid; laminoare degrosiere, reversibile; transportoare cu role pentru laminoare; concasoare; site vibratoare; foarfece cu mișcare alternantă; ștanțe; prese cu piston).	2,65—3,05	3,0—3,35	3,25—3,65	3,65—4,0	4,0—4,45
f. Funcționare extrem de neuniformă, șocuri extrem de mari și foarte frecvente; suprasarcini extrem de mari; inversări de sens foarte frecvente și rapide ($M_{t\,max}/M_{tn} \leqslant 4$; laminoare, la cald sau la rece, cu și fără volant; utilaje pentru construcția drumurilor; generatoare de frecvență pentru sudură (funcționare cu șocuri mari); alte mașini speciale)			4,50—6.0		

Tabelul 9.6

Valorile coeficientului de regim pentru cuplajele dințate [75]

Regimul de funcționare al mașinii antrenate	Mașina motoare		
	Motor electric, turbină	Motor hidraulic	Motor cu combustie internă, multicilindri
a. *Funcționare uniformă, fără șocuri sau suprasarcini; porniri foarte rare* ($M_{t\,max}/M_{tn} \leqslant 1{,}5$; generatoare electrice, pompe și compresoare centrifuge de mică putere; ventilatoare de mică putere)	1,0	1,12	1,25
b. *Funcționare uniformă, șocuri mici și rare; suprasarcini ușoare și de scurtă durată* ($M_{t\,max}/M_{tn} \leqslant 1{,}8$; amestecătoare, agitatoare pentru produse lichide sau vîscoase; mașini textile ușoare; mașini-unelte ușoare; mașini-unelte cu mișcare rotativă, benzi transportoare, orizontale, cu sarcini uniforme)	1,12	1,25	1,40
c. *Funcționare neuniformă, șocuri moderate și relativ frecvente; suprasarcini relativ mari și de scurtă durată* ($M_{t\,max}/M_{tn} \leqslant 2{,}2$; amestecătoare, agitatoare pentru produse lichide sau solide, transportoare înclinate sau orizontale, cu sarcini inegale, lanțuri de tracțiune, elevatoare, trolii; poduri rulante pentru hale industriale; mașini de spălat; mașini textile grele; centrifuge, cuptoare rotative; calandri și mașini de fasonat, cu valțuri din cauciuc sau material plastic; comenzi auxiliare la laminoare; laminoare de tip continuu sau finisoare, cu cadență rară de conectare)	1,25	1,4	1,6
d. *Funcționare neuniformă, șocuri mari și frecvente; suprasarcini mari și frecvente; inversări de sens, frecvente și rapide* ($M_{t\,max}/M_{tn} \leqslant 3$; compresoare și pompe cu piston, cu volant cu gradul de neuniformitate mai mic de 1/100; teleferice de persoane; poduri rulante pentru oțelării; bancuri de întindere, trefilare; laminoare sau amestecătoare, cu valțuri din cauciuc sau material plastic; ventilatoare de mină; prese; uscătoare)	1,6	1,8	2,0
e. *Funcționare foarte neuniformă, șocuri foarte mari și repetate; suprasarcini foarte mari; inversări de sens foarte frecvente și rapide* ($M_{t\,max}/M_{tn} = 3...3{,}5$; generatoare de sudură; compresoare și pompe cu piston fără volant, cu gradul de neuniformitate mai mare de 1/100; laminoare degrosisoare reversibile; foarfece cu mișcare alternantă; concasoare și site vibratoare; fierăstraie cu mișcare alternantă; defibratoare)	2,0	2,24	2,50

Tabelul 9.7

Valorile coeficientului de regim pentru cuplajele elastice, cu arcuri multilamelare, de tip Elcard [75]

Regimul de funcționare al mașinii antrenate	Mașina motoare					
	Motor electric, turbină	Motor cu ardere internă				
		Motor cu benzină		Motor diesel		
		Patru, doi cilindri	Un cilindru	Șase, șapte sau opt cilindri	Patru cilindri	Unu, doi, trei sau cinci cilindri
a. Mașini ușoare pentru prelucrarea lemnului, site rotative, suflante, ventilatoare, pompe centrifuge, exhaustoare, generatoare de curent continuu, alternatoare, mașini de rindeluit, mașini de măcinat, vinciuri, compresoare rotative	1,25 – 1,50	3,75 – 4,0	3,95 – 4,2	3,25 – 3,5	3,50 – 3,75	4,25 – 4,5
b. Laminoare pentru sîrmă, mecanismele macaralelor pentru oțelării, ferăstraie de metal, mașini grele pentru prelucrarea lemnului, mașini de rabotat, reversibile, mori cu bile, mori de ciment, mecanisme de bobinat și de întindere, valțuri, ventilatoare de mină, compresoare radiale, generatoare de sudură, antrenarea elicei de nave	2,0 – 2,5	4,5 – 5,0	4,7 – 5,2	4,0 – 4,5	4,25 – 4,75	5,0 – 5,5
c. Mașini pentru îndreptat bare, laminoare pentru țevi sau bare, laminoare finisoare, mecanismele principale pentru ridicare, la macaralele din oțelării, malaxoare cu bile sau role din cauciuc, concasoare pentru minereuri, ascensoare pentru mărfuri sau persoane, defibratoare, pompe cu plunjer, compresoare alternante	3,0 – 4,0	5,5 – 6,5	5,7 – 6,7	5,0 – 6,0	5,25 – 6,25	6,0 – 7,0
d. Laminoare pentru profile, alte mașini grele	4,5 – 5,0	7,0 – 7,5	7,2 – 7,7	6,5 – 7,0	6,75 – 7,25	7,5 – 8,0

Tabelul 9.8

Valorile coeficientului de siguranță K_s pentru cuplajele intermitente și de siguranță cu fricțiune [79

Solicitarea	Mașina antrenată	Mașina motoare		
		Motor cu ardere internă		Motor electric, turbină cu abur, motor cu pistoane axiale cu peste 6 cilindri
		cu 1—3 cilindri și gradul de neuniformitate 1/80 ...1/100	cu 4—6cilindri și gradul de neuniformitate 1/100 ... 1/200	
Uniformă	Ventilatoare, amestecătoare pentru lichide, pompe centrifuge, generatoare, arbori de transmisie	1,5 – 2,5	1,3 – 2	1,2 – 1,5
Neuniformă	Mașini-unelte, generatoare, amestecătoare, vinciuri, ascensoare	2,0 – 3,0	1,6 – 2,5	1,4 – 2,0
Cu șocuri	Pompe cu piston, compresoare cu piston, trolii, ștanțe, foarfeci, centrifuge	2,5 – 4,0	2,0 – 3,0	1,6 – 2,5
Cu șocuri puternice	Laminoare, concasoare de piatră, vibratoare, prese, transportoare cu role grele	3,0 – 5,0	2,5 – 4,0	2,0 – 3,5

9.2. Cuplaje permanente fixe

Notații specifice

d — diametrul interior al arborelui canelat;
d_1 — diametrul știfturilor sau diametrul interior al șuruburilor;
d_2 — diametrul tijei nefiletate a șuruburilor la cuplajele cu flanșe;
D — diametrul exterior al cuplajului manșon sau diametrul exterior al arborelui canelat;
D_0 — diametrul de dispunere a șuruburilor, la cuplajele cu flanșe;
F_{01} — forța ce revine unui șurub;
g — mărimea șanfrenului canelurii;
h — înălțimea penei;
l_c — lungimea de calcul a penei;
L — lungimea manșonului cuplajului, la cuplajele manșon; lungimea butucului canelat;
n_s — numărul șuruburilor la cuplajele manșon sau la cuplajele cu flanșe;
r_m — raza medie a asamblării canelate;
s' — suprafața portantă reală a flancurilor canelurii raportată la lungimea de contact a butucului canelat;
z — numărul canelurilor, la cuplajele manșon.

Cuplajele permanente fixe realizează asamblarea permanentă, rigidă a arborilor *strict coaxiali;* abaterile maxime admisibile de la coaxialitate sînt de 0,002—0,05 mm. Se întrebuințează, în principal, la arborii lungi de transmisie * (poduri rulante, macarale portal etc.), în cazurile în care condițiile de montare nu permit amplasarea cuplajelor de compensare sau elastice, la turații $n < 200 \ldots 250$ rot/min, precum și în transmisiile care funcționează cu turație variabilă sau în regim de cuplări frecvente, unde momentul de inerție, relativ mic, al cuplajelor constituie un avantaj important [57, 59, 62, 67].

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea cuplajelor permanente fixe sînt prezentate în tabelul 9.9 [22, 25, 57, 67].

Tabelul 9.9

Relațiile și recomandările necesare pentru proiectarea cuplajelor permanente fixe
[9, 25, 67, 73 etc.]

Tipul cuplajului	Relațiile de calcul	Elementele constructive Rezistențe admisibile
1	2	3
Cuplaje-manșon monobloc: — cu știfturi (*v.* fig. 9.2, *a* și *b*)	$M_{t\,cap} = \pi d d_1^2 \tau_{af}/4 \geq M_{tc}$ Se dimensionează sau se verifică știfturile: $d_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{M_{tc}}{d\tau_{af}}}$; $\tau_f = \frac{4M_{tc}}{\pi d d_1^2} \leq \tau_{af}$	*Se recomandă:* $D \approx 1{,}8\,d$; $L = (3{,}5 \ldots 4)d$; $d_1 \approx 0{,}44\,d$; $\tau_{af} = (0{,}2 \ldots 0{,}3)\sigma_{02}$

* Formați din tronsoane de arbori.

Tabelul 9.9 (continuare)

1	2	3
– cu pene (v. fig. 9.2, *c* și *d*)	$M_{t\,cap} = dhl_c\sigma_{as}/4 \geqslant M_{tc}$ Se determină lungimea necesară a penelor $l_c = \frac{4M_{tc}}{dh\sigma_{as}}$	*Se recomandă:* $D \approx (1{,}8 \ldots 2{,}0)\, d$; Pentru pene din OL 50-OL 70 $\sigma_{as} = 1000 \ldots 1200$ daN/cm² la sarcini constante, fără șocuri; $\sigma_{as} = 650 \ldots 1000$ daN/cm² la sarcini pulsatorii; $\sigma_{as} = 350 \ldots 500$ daN/cm² la sarcini alternante, cu șocuri
– cu caneluri (v. fig. 9.2, *e*)	$M_{t\,cap} = r_m s' L\sigma_{as}/2 \geqslant M_{tc}$ Se determină lungimea asamblării canelate $L \geqslant \frac{2M_{tc}}{r_m s' \sigma_{as}}$	*Se recomandă:* $D = (1{,}4 \ldots 1{,}75) d$; Pentru caneluri: σ_{as} din STAS 1767-67; $s' = 0{,}75\left(\frac{D-d}{2} - 2g\right) z$; $r_m = \frac{D+d}{4}$
Cuplaje-manșon (v. fig. 9.3, *a–c*)	$M_{t\,cap} = \pi\mu\sigma_{as} d^2 L/4 \geqslant M_{tc}$ Forța ce revine unui șurub $F_{01} = \frac{4M_{tc}}{\pi n_s \mu d}$ Se dimensionează șuruburile: $d_1 = \sqrt{\frac{16M_{tc}}{\pi^2 \mu d n_s \sigma_{at}}}$	*Se recomandă:* $D \approx (2{,}5 \ldots 3)\, d$; $L \approx (3{,}5 \ldots 4)\, d$; $\mu = 0{,}15$; Pentru șuruburi $\sigma_{at} = (0{,}3 \ldots 0{,}5)\sigma_{02}$
Cuplaje cu flanșe (v. fig. 9.4, *a–g*)	*Cu joc* $M_{t\,cap} = \pi\mu D_0 d_1^2 n_s \sigma_{at}/8 \geqslant M_{tc}$ Forța ce revine unui șurub $F_{01} = \frac{2M_{tc}}{D_0 \mu n_s}$;	*Se recomandă:* $D \approx (3 \ldots 5{,}5)\, d$; $D_0 \approx (3 \ldots 5)\, d$; $L_1 \approx (2{,}5 \ldots 4)\, d$; $l = (1 \ldots 2)\, d$; $\mu = 0{,}2 \ldots 0{,}25$

Tabelul 9.9 (continuare)

1	2	3
Cuplaje cu flanșe v. fig. 9.4, *a*—*g*)	Se dimensionează șuruburile: $$d_1 = \sqrt{\frac{1}{\pi} \cdot \frac{F_{01}}{\sigma_{at}}}$$ *Fără joc* $$M_{t\,cap} = \pi n_s D_0 d_2^2 \tau_{af}/8 \geqslant M_{tc};$$ Forța ce revine unui șurub $$F_{01} \geqslant \frac{2M_{tc}}{D_0 n_s}$$ Se dimensionează șuruburile: $$d_2 \geqslant \sqrt{\frac{8M_{tc}}{\pi D_0 n_s \tau_{af}}}$$	Pentru șuruburi: $\sigma_{at} = (0{,}3...0{,}5)\sigma_{02}$ $\tau_{af} = (0{,}2...0{,}3)\sigma_{02}$

În general, aceste cuplaje se aleg din standarde sau din cataloagele firmelor specializate — excepție făcînd cuplajele cu manșon monobloc, ale căror dimensiuni constructive se pot stabili cu ajutorul recomandărilor din tabelul 9.9 — urmînd să se verifice rezistența asamblărilor prin știfturi, pene sau caneluri și a șuruburilor de fixare sau de strîngere conform indicațiilor din tabelul 9.9.

Diferitele tipuri constructive de cuplaje permanente fixe sînt prezentate în fig. 9.2—9.4, în tabelele 9.10 și 9.11 fiind redate dimensiunile principale ale cuplajelor manșon și cu flanșe, conform STAS 870-73 și 769-73.

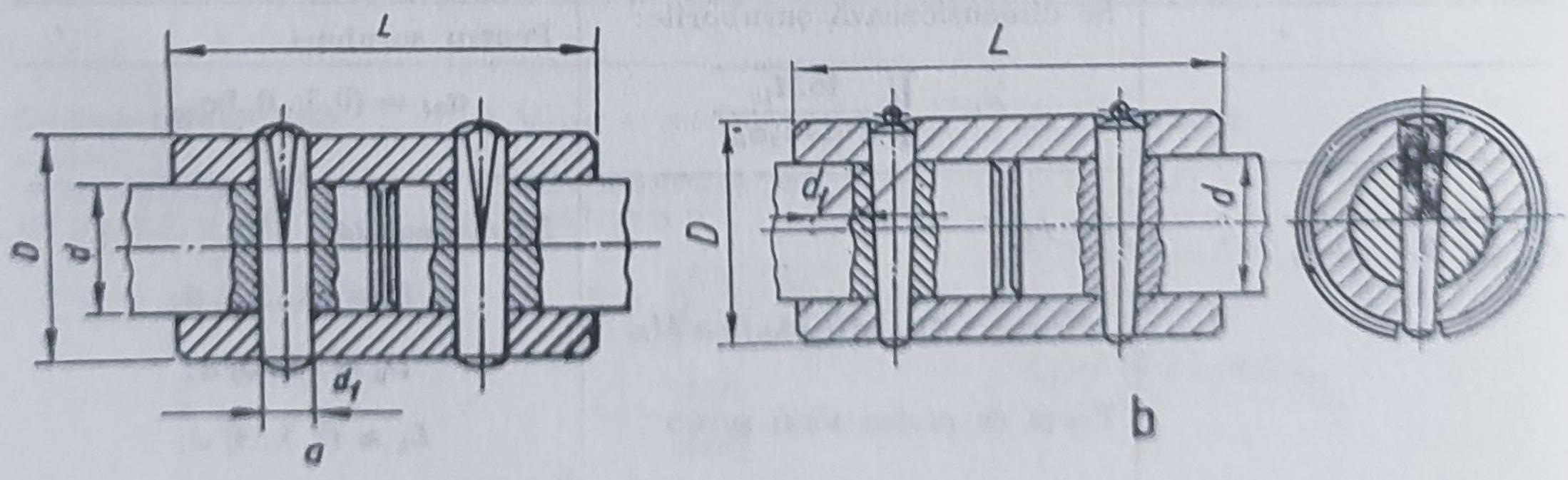
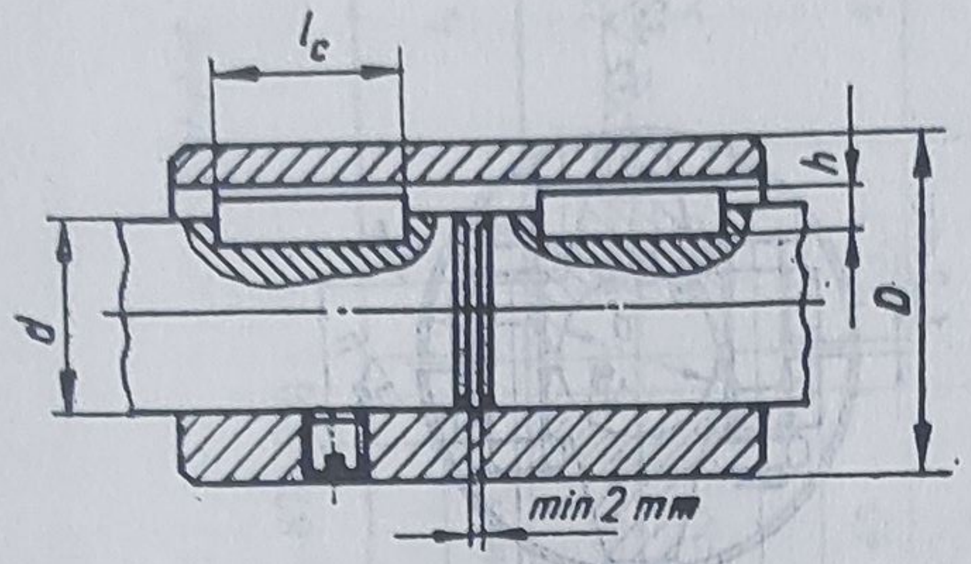
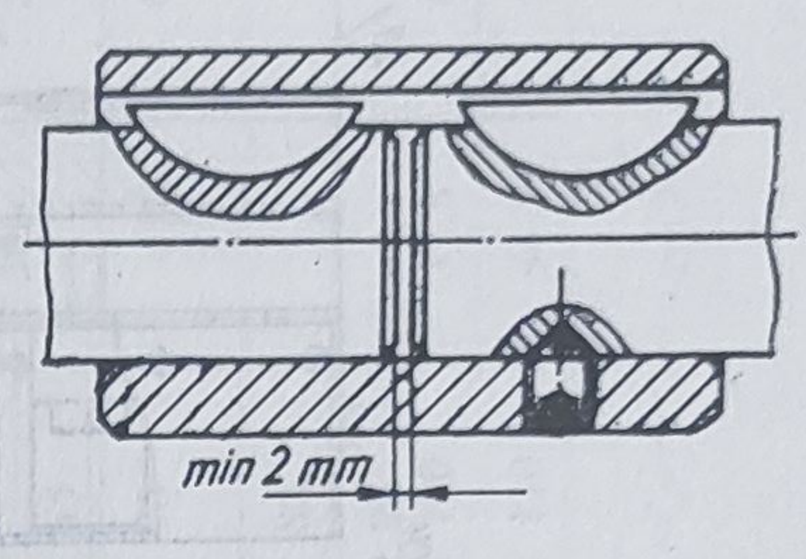


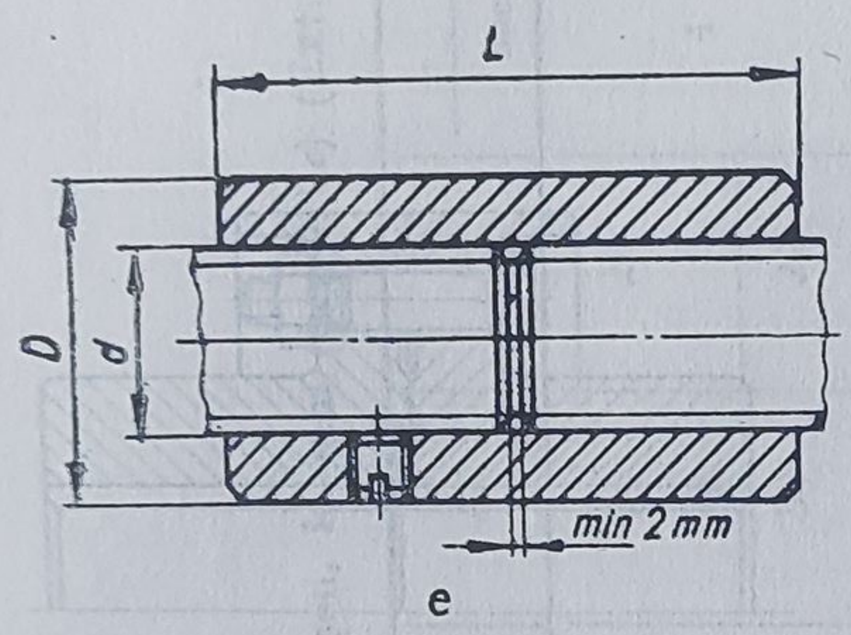
Fig. 9.2. Cuplaje cu manșon monobloc:
a — cu știfturi crestate; b — cu știfturi conice;



c

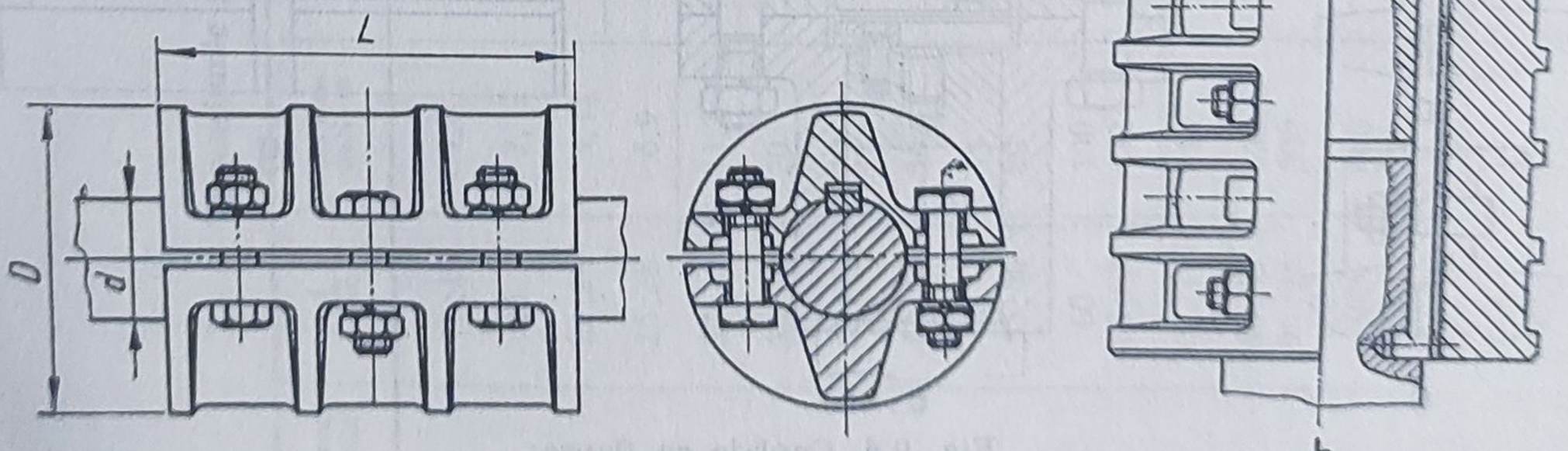


d



e

Fig. 9.2. Cuplaje cu manșon monobloc:
c — cu pene paralele; *d* — cu pene disc; *e* — cu caneluri.



a

b

Fig. 9.3. Cuplaje manșon:
a — cu pană paralelă; *b* — cu pană paralelă cu cep [88].

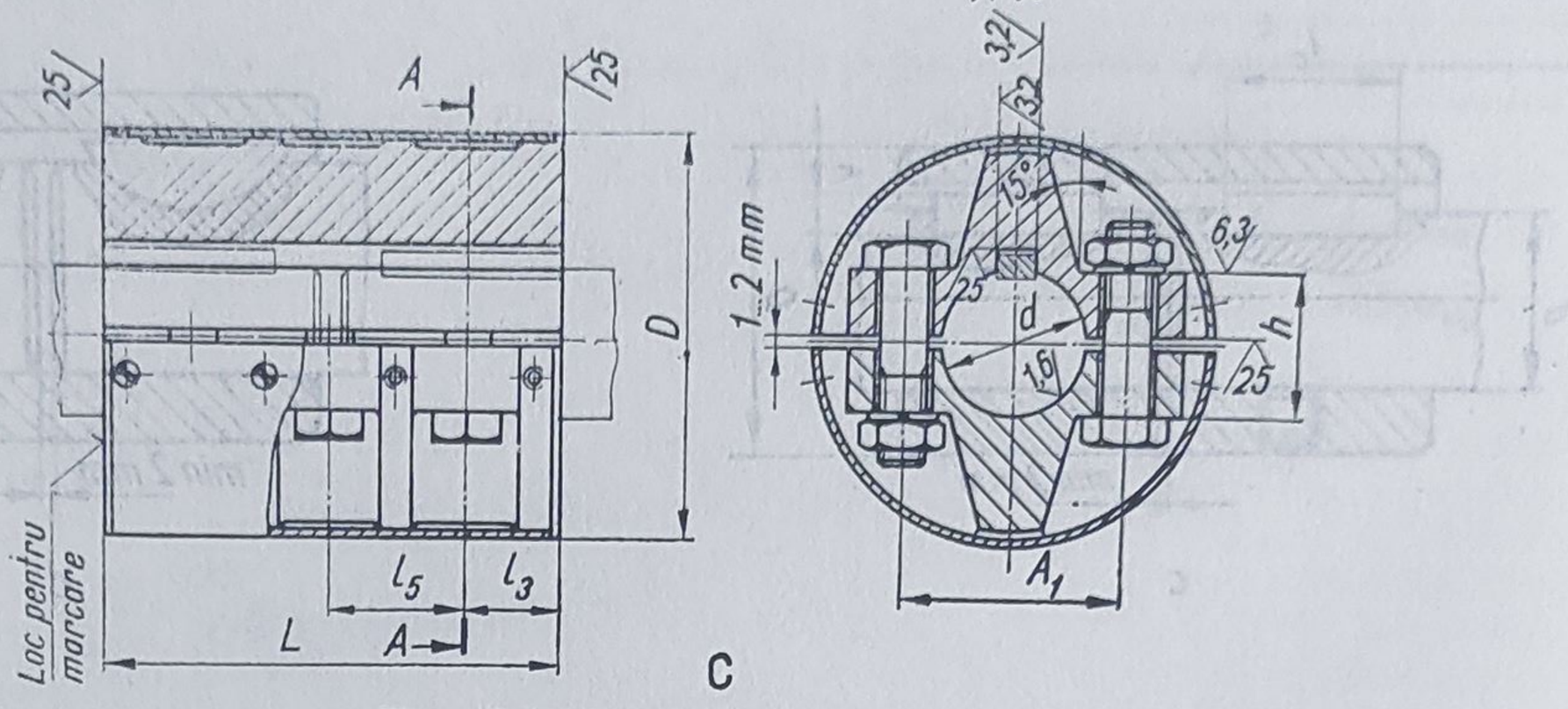


Fig. 9.3. Cuplaje manșon:
c — cuplajul standardizat (STAS 870-73).

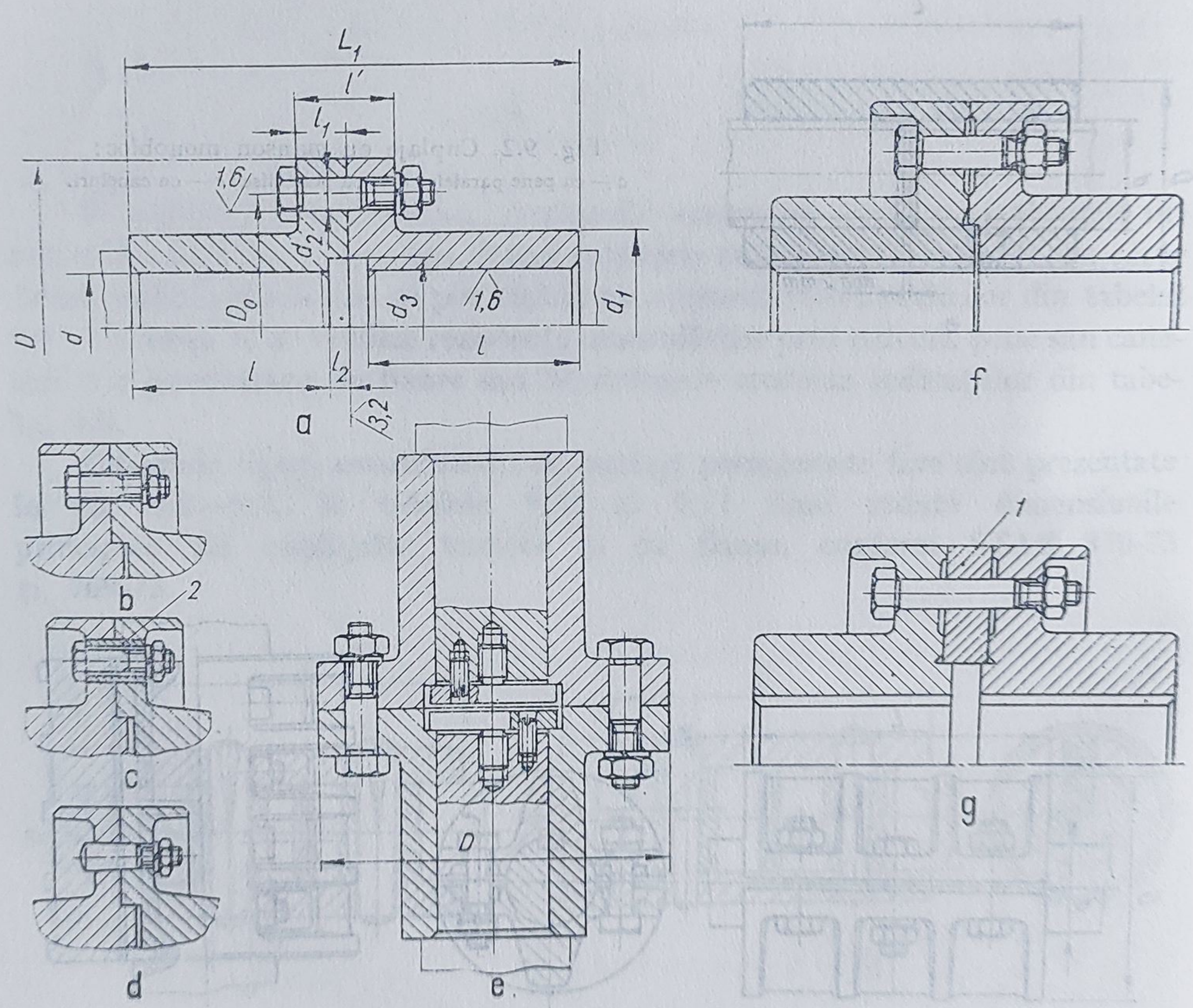


Fig. 9.4. Cuplaje cu flanșe:
a — cuplajul standardizat tip CFO (STAS 769-73); *b*, *c* — cu șuruburi montate cu joc; *d* — cu știfturi conice cu filet; *e* — cuplajul standardizat, tip CFV; *f* — cu prag de centrare [88]; *g* — cu semiinele de centrare [88]; *1* — semiinele de centrare. *2* — bucșă de descărcare a șurubului;

Tabelul 9.10

Dimensiunile principale ale cuplajului-manșon, în mm (fig. 9.3,*c*) (Extras din STAS 870-73)

Mărimea cuplajului	d H7	$M_{t\,max.}$ daN·m	n_{max}, rot/min	D	L	A_1	h	Șuruburi		l_3	l_5
								buc	dimensiuni		
1	18;19	1,8		65	60	36	20		M8 × 30	16	28
2	20	2,12	4500	75	76	40		4	M10 × 35	20,5	35
3	22;24	4,12		85		50	22				
4	25;28	6,9	4000	95	88	53	28		M12 × 45	23,5	41
5	30;32	11,2	3800	100	120	56	32				
6	35;38	20	3480	110		65	34		M12 × 50	22	38
7	40;42	29	3300	115			40		M12 × 55		
8	45;48	46,2	3200	120	168	70	45		M12 × 60		
9	50	53	2940	130		75	50			30	54
10	55;56	80	2720	140		85		6	M12 × 65		
11	60	100	2540	150		90	55		M16 × 75	39	68
12	63;65	132	2380	160	214	100					
13	70;71;75	218	2240	170		110	60		M16 × 80		
14	80;85	335	2000	190	264	118	65		M20 × 90		
15	90;95	500	1820	210		130	75	8	M20 × 100	37,5	63
16	100	600	1600	240	336	155	80		M24 × 110	46,5	81

Tabelul 9.11

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului cu flanșe, din fig. 9.4, a (Extras din STAS 769-73)

Mărimea cuplajului	Momentul nominal de torsiune, daN·m	Turația maximă, rot/min	Dimensiunile, mm													Momentul de inerție, kg·m²
			d H7	l	D	L_1	D_0	d_1	d_2	Șuruburile: buc	Șuruburile: dimensiuni	d_3	l_1	l_2		
2	2,12	2340	20	36	105	76	75	45				35				0,015
4	6,9	2240	25;28	42	115	88	85	55				45				0,025
5	11,2	2180	30;32	58	130	120	100	70				50	16			0,03
6	20		35;38								M10×45					0,046
7	29	2120	40;42	82	135	168	105	75	11	3		55		2		0,06
8	46,2	2000	45;48		150		120	90			M10×50	68	18			0,103
9	53		50													0,105
10	80	1950	55;56		160		130	100				75				0,15
11	100	1850	60	105	175	214	145	115		4	M12×65	85				0,2
13	218	1700	70;71;75		190		160	130	13	6		95	25			0,34
14	335	1600	80;85	130	220	266	185	150				105				0,6
15	500	1500	90;95		240		200	160				115				1,1
16	600	1400	100	165	260	336	220	180	17	8	M16×85	120				1,5
18	1320	1300	120;125		290		250	210				145	32	3		2,75
20	2500	1180	150	200	380	406	320	260	25	10	M24×110	180	40			9,08

Observație. Valorile momentelor din tabel corespund capetelor de arbore cu diametrul cel mai mare din cadrul mărimii respective de cuplaj.

9.3. Cuplaje permanente mobile cu elemente intermediare rigide

Notații specifice

d — diametrul fusurilor crucii cardanice;
D, D_1 — diametrul exterior, respectiv interior al arborelui cardanic tubular;
D_d — diametrul de divizare la cuplajele dințate;
e — excentricitatea sau abaterea radială a arborilor cuplați;
F_c — forța inerțială maximă la cuplajele Oldham;
G — greutatea elementului intermediar, la cuplajele Oldham;
J — momentul de inerție redus al maselor cuplate la furca condusă;
i — raportul de transmitere al cuplajului cardanic;
j_f — jocul dintre flancurile finților cuplajului dințat;
k_m — rigiditatea medie a dintelui;
L — lungimea arborelui condus al cuplajului cardanic;
M_{tech} — momentul mediu de exploatare al autovehiculului (în priză directă);
R_B — raza de bombare a dinților butucului cuplajului dințat;
$q_{a(k,i)}$, $q_{z(k,i)}$ — parametrul care ține seama de influența abaterilor unghiulare ale arborilor cuplați, respectiv de influența erorilor de divizare, la cuplajele dințate;
σ_{ak} — rezistența admisibilă la solicitarea de contact;
$\delta_{k,i}$ — săgeata maximă de încovoiere a dintelui cuplajului dințat;
Δl — abaterea axială a capetelor arborilor cuplați;
ΔF_{pb}, ΔF_{pm} — erorile de divizare ale butucului, respectiv ale manșonului cuplajelor dințate;
Δt — deplasarea tangențială a dintelui, în funcție de unghiul de înclinare a arborilor cuplați;
ε_2 — accelerația unghiulară a arborelui condus;
α — unghiul dintre axele cuplajului cardanic; unghiul de angrenare la cuplajele dințate;
φ — unghiul de înclinare al axelor arborilor cuplați la cuplajele dințate;
φ_1 — unghiul de rotație al elementului conducător măsurat între planul definit de axele celor doi arbori și planul furcii conducătoare;

Indicii k și i arată tipul solicitării de contact sau încovoiere, la cuplajele dințate.

Cuplajele permanente mobile: cu elemente intermediare rigide realizează transmiterea mișcării de rotație între arbori a căror coaxialitate nu poate fi riguros respectată — la montaj — sau nu poate fi menținută în timpul funcționării, datorită modificării poziției relative a elementelor legate prin cuplaj.

Poziția relativă a arborilor cuplați — existentă la montaj sau determinată de condițiile de funcționare — determină și clasificarea acestor cuplaje [25].

Cuplajele axiale se utilizează pentru transmiterea momentelor de torsiune între arbori coaxiali a căror poziție relativă, axială este variabilă. Soluțiile constructive ale cuplajului axial cu o singură gheară și variantele acestui cuplaj sînt prezentate în fig. 9.5 și 9.6 [25, 57, 67].

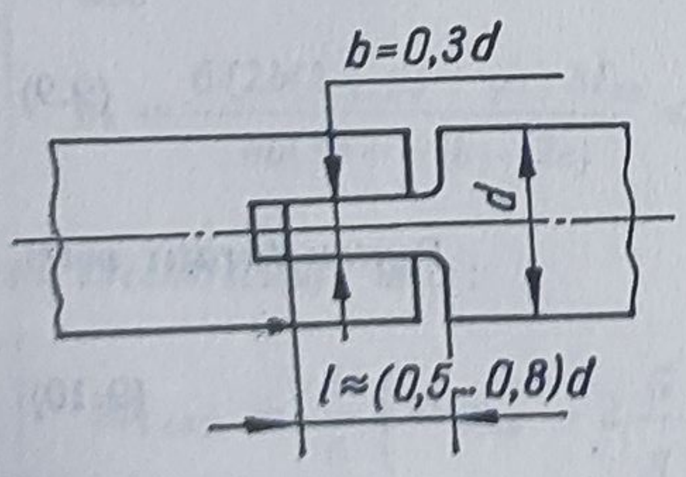
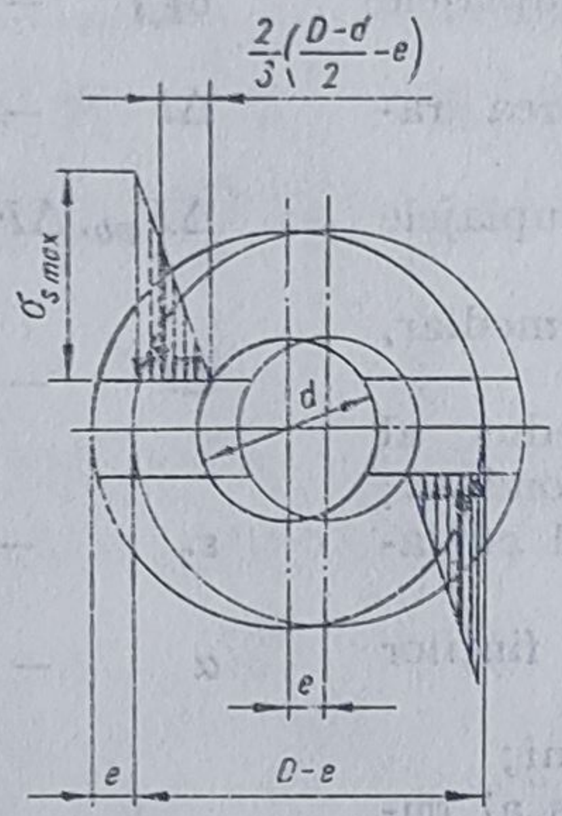


Fig. 9.5. Cuplaj axial cu o singură gheară, utilizat la pompele de ungere sau la unele dispozitive acționate manual [25 ș.a.]

Cuplajul Oldham este varianta cea mai răspîndită a cuplajului radial, diversele variante ale cuplajului Oldham fiind date în fig. 9.7 [25, 34, 67, 105]. Cuplajele Oldham se utilizează în construcția mașinilor-unelte, a pompelor de ungere, a dispozitivelor cu acționare manuală. În vederea micșorării uzurii și a pierderilor prin frecare se recomandă întrebuințarea oțelurilor de cementare și ungerea periodică a suprafețelor în contact.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul

Cuplaje Oldham cu element intermediar cilindric (v. tabelul 9.13)



Pentru turații mici

$$M_{t\,cap} = \frac{h}{12}(2D+d-e)(D-d-2e)\,\sigma_{as} \geqslant M_{tc}, \tag{9.6}$$

sau

$$\sigma_s = \frac{12M_{tc}}{h(2D+d-e)(D-d-2e)} \leqslant \sigma_{as} \tag{9.7}$$

Conform [29], luînd în considerare

$$M_{t\,cap} = \frac{h(2D+d)(2D+d-e)(D-d-2e)\,\sigma_{as}}{12[(2D+d)(1+\mu)-\mu e]} \geqslant M_{tc} \tag{9.8}$$

sau

$$\sigma_s = \frac{12[(2D+d)(1+\mu)-\mu e]M_{tc}}{h(2D+d)(2D+d-e)(D-d-2e)} \leqslant \sigma_{as} \tag{9.9}$$

Pentru turații mari

$$M_{t\,cap} = \frac{2D+d}{12}\left[h(D-d)\,\sigma_{as} - 2\frac{G}{g}\omega_1^2 e\right] \geqslant M_{tc}; \tag{9.10}$$

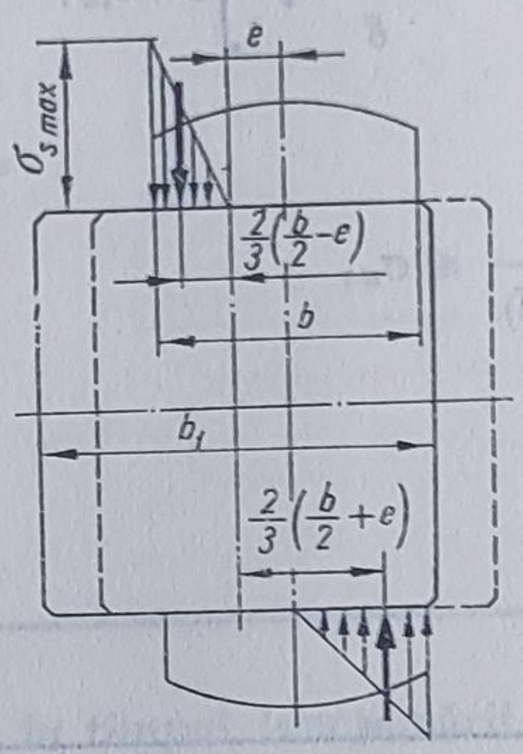
sau

$$\sigma_s = \frac{12M_{tc}}{h(2D+d)(D-d)} + \frac{2G\omega_1^2 e}{gh(D-d)} \leqslant \sigma_{as} \tag{9.11}$$

Tabelul 9.12

și proiectarea cuplajelor Oldham [25, 29, 57, 67, 73]

Cuplaj Oldham cu element intermediar prismatic (v. tabelul 9.14)



și excentricități mari

$$M_{t\,cap} = \frac{h}{12}(2b-e)(b-2e)\,\sigma_{as} \geqslant M_{tc}; \tag{9.15}$$

sau

$$\sigma_s = \frac{12M_{tc}}{h(2b-e)(b-2e)} \leqslant \sigma_{as} \tag{9.16}$$

și influența forțelor de frecare:

$$M_{t\,cap} = \frac{hb(2b+e)(b-2e)\,\sigma_{as}}{6[2b(1+\mu)+\mu e]} \geqslant M_{tc}; \tag{9.17}$$

sau

$$\sigma_s = \frac{6\,[2b(1+\mu)+\mu e]\,M_{tc}}{hb(2b+e)(b-2e)} \leqslant \sigma_{as} \tag{9.18}$$

și excentricități mici:

$$M_{t\,cap} = \frac{b}{6}\left(hb\,\sigma_{as} - 2\frac{G}{g}\,\omega_1^2 e\right) \geqslant M_{tc}; \tag{9.19}$$

sau

$$\sigma_s = \frac{6M_{tc}}{hb^2} + \frac{2G\,\omega_1^2 e}{ghb} \leqslant \sigma_{as} \tag{9.20}$$

Conform [29], luînd în considerare

$$M_{t\,cap} = \frac{2D+d}{12(1+\mu)}\left[h(D-d)\,\sigma_{as} - 2\,\frac{G}{g}\,\omega_1^2\,e\right] \geqslant M_{tc}; \tag{9.12}$$

sau

$$\sigma_s = \frac{12(1+\mu)M_{tc}}{(2D+d)(D-d)h} + \frac{2G\omega_1^2 e}{gh(D-d)} \leqslant \sigma_{as} \tag{9.13}$$

Randamentul

$$\eta \approx 1 - 5{,}3\,\frac{\mu e}{D+d} \tag{9.14}$$

Viteza de alunecare din cuplele prismatice

$$v_{12\,max} = v_{23\,max} = \omega_1 e \tag{9.24}$$

Se recomandă: $\sigma_{as} = 150 \ldots 200$ daN/cm² pentru oțeluri de îmbunătățire; $\sigma_{as} = 150 \ldots 300$ elementul intermediar din fontă sau bronz; $\sigma_{as} = 80 \ldots 100$ daN/cm² pentru elementul inter-

$D = (2{,}5 \ldots 4)\,d$; $l_3 = (1{,}1 \ldots 1{,}3)h$;

$L = (3{,}5 \ldots 4{,}2)\,d$; $h = l_1 - j$;

$L_1 = (1{,}1 \ldots 1{,}8)\,d$; $j = 1 \ldots 2{,}5$ mm;

$l_1 = (0{,}25 \ldots 0{,}35)\,d$; $e \leqslant 0{,}04\,D$;

$l_2 = (1{,}5 \ldots 2)h$; $\mu = 0{,}12 \ldots 0{,}25$

$d = \sqrt[3]{\frac{16M_{tc}}{\pi\,\tau_{at}}}$, pentru cazul cînd nu se cunoaște diametrul arborelui; $\tau_{at} =$

Tabelul 9.12 (continuare)

și influența forțelor de frecare:

$$M_{t\,cap} = \frac{b}{6(1+\mu)}\left(hb\sigma_{as} - 2\frac{G}{g}\omega_1^2 e\right) \geqslant M_{tc}; \tag{9.21}$$

sau

$$\sigma_s = \frac{6(1+\mu)M_{tc}}{hb^2} + \frac{2G\omega_1^2 e}{ghb} \leqslant \sigma_{as} \tag{9.22}$$

cuplajului:

$$\eta \approx 1 - 5{,}3\frac{\mu e}{b} \tag{9.23}$$

Forța de inerție maximă care apare în timpul funcționării

$$F_c = 2\frac{G}{g}\omega_1^2 e \tag{9.25}$$

daN/cm² pentru oțeluri de cementare și oțeluri călite; $\sigma_{as} = 75...100$ daN/cm² pentru mediar din textolit

$D = (3...4)\,d$; $b_1 > b + 2e$;

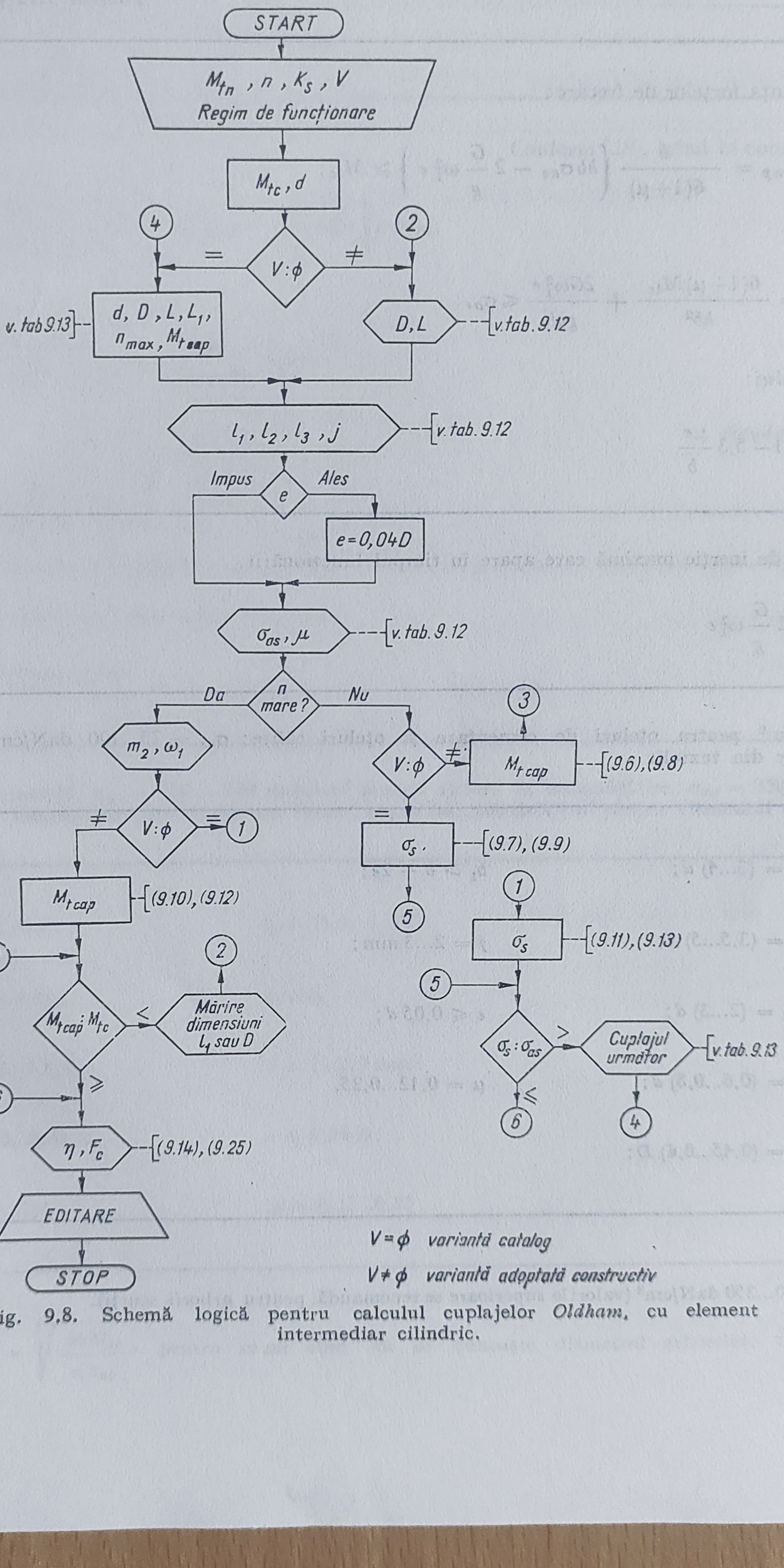
$L = (3{,}5...5)\,d$; $j = 2...3$ mm;

$L_1 = (2...3)\,d$; $e \leqslant 0{,}05\,d$;

$h = (0{,}6...0{,}8)\,d$; $\mu = 0{,}12...0{,}25$.

$b = (0{,}45...0{,}6)\,D$;

— 150...350 daN/cm² (valorile superioare se recomandă pentru arborii scurți).



$V=\phi$ *variantă catalog*

$V\neq\phi$ *variantă adoptată constructiv*

Fig. 9,8. Schemă logică pentru calculul cuplajelor *Oldham*, cu element intermediar cilindric.

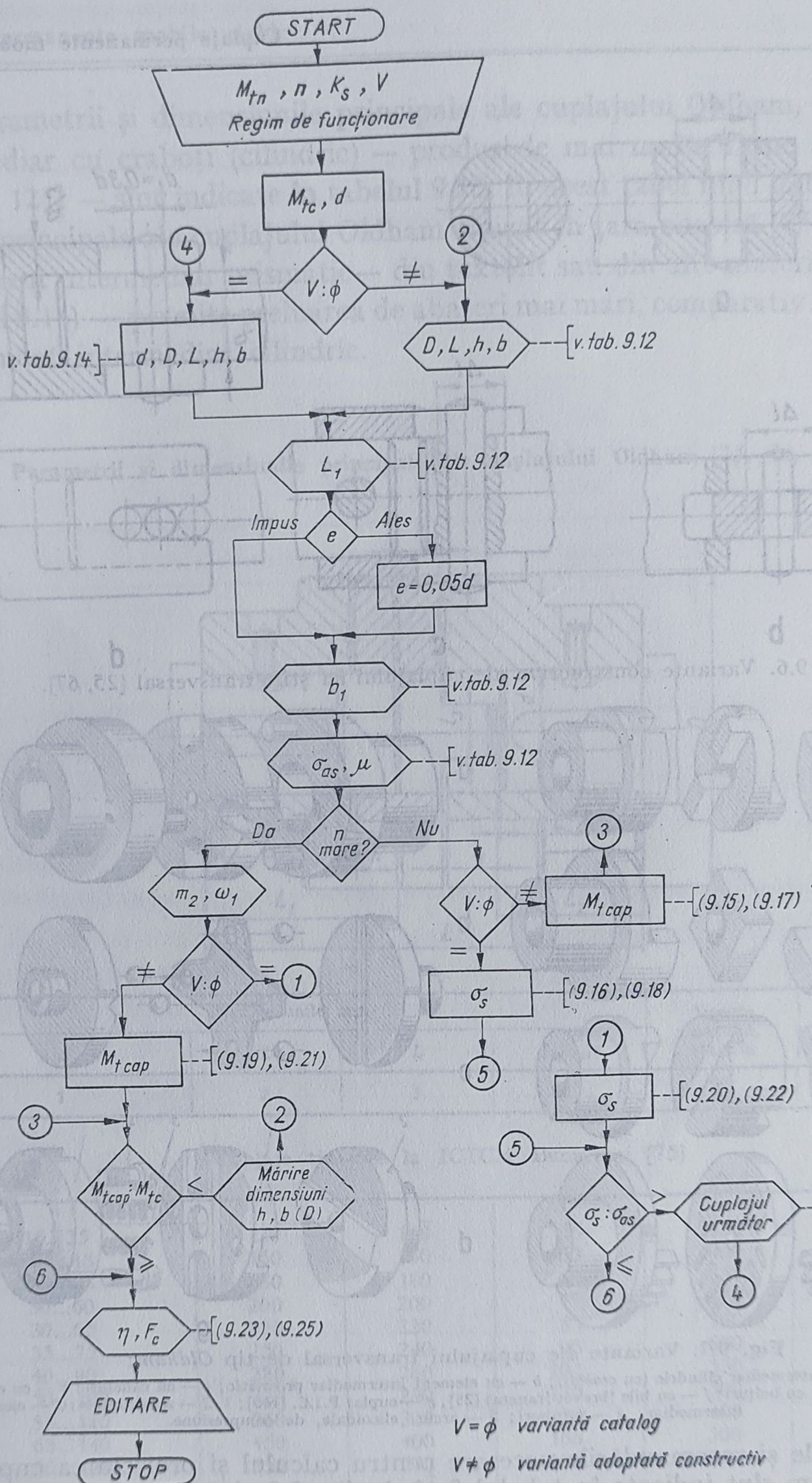


Fig. 9.9. Schemă logică pentru calculul cuplajelor *Oldham* cu element intermediar prismatic.

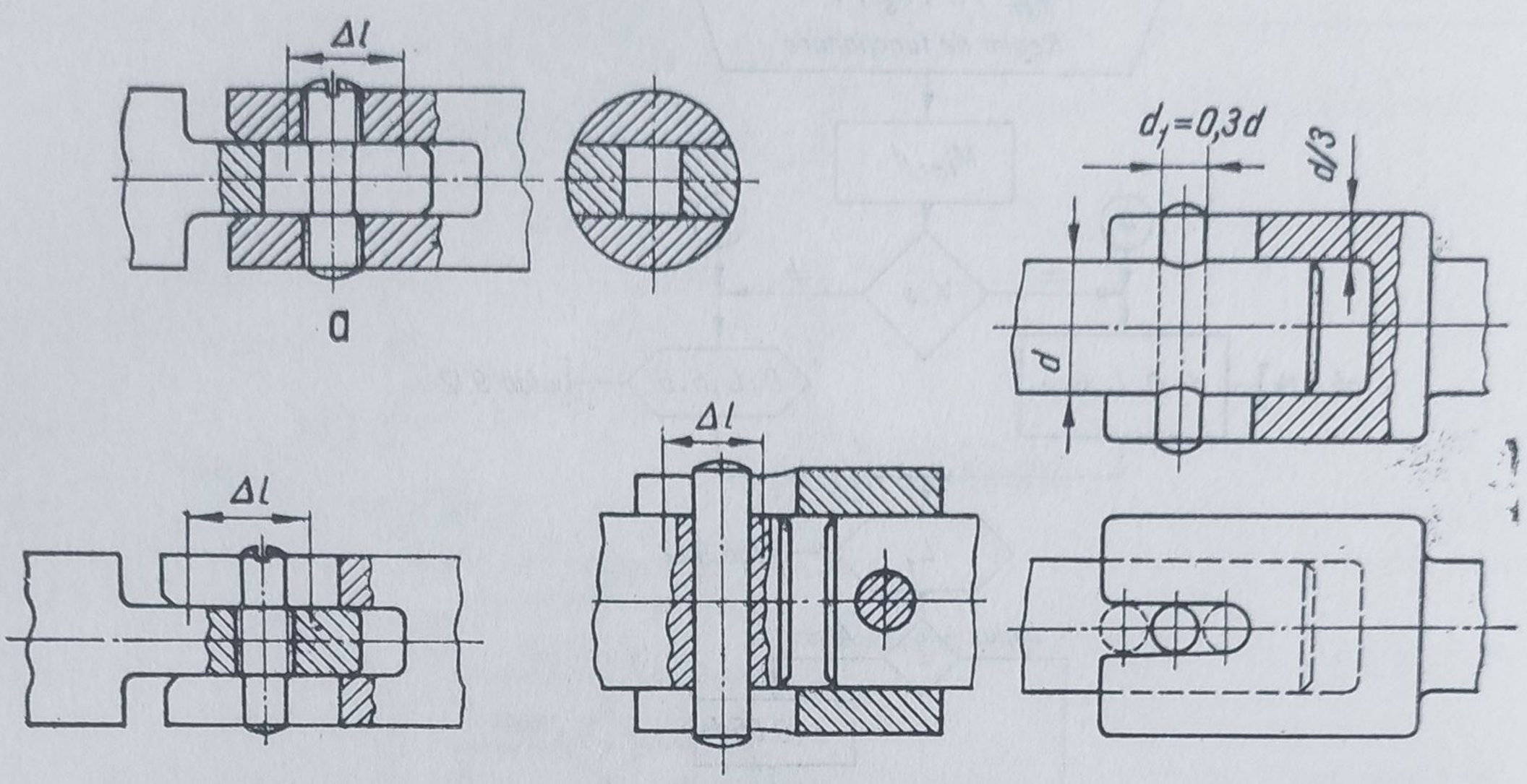


Fig. 9.6. Variante constructive ale cuplajului cu știft transversal [25, 67].

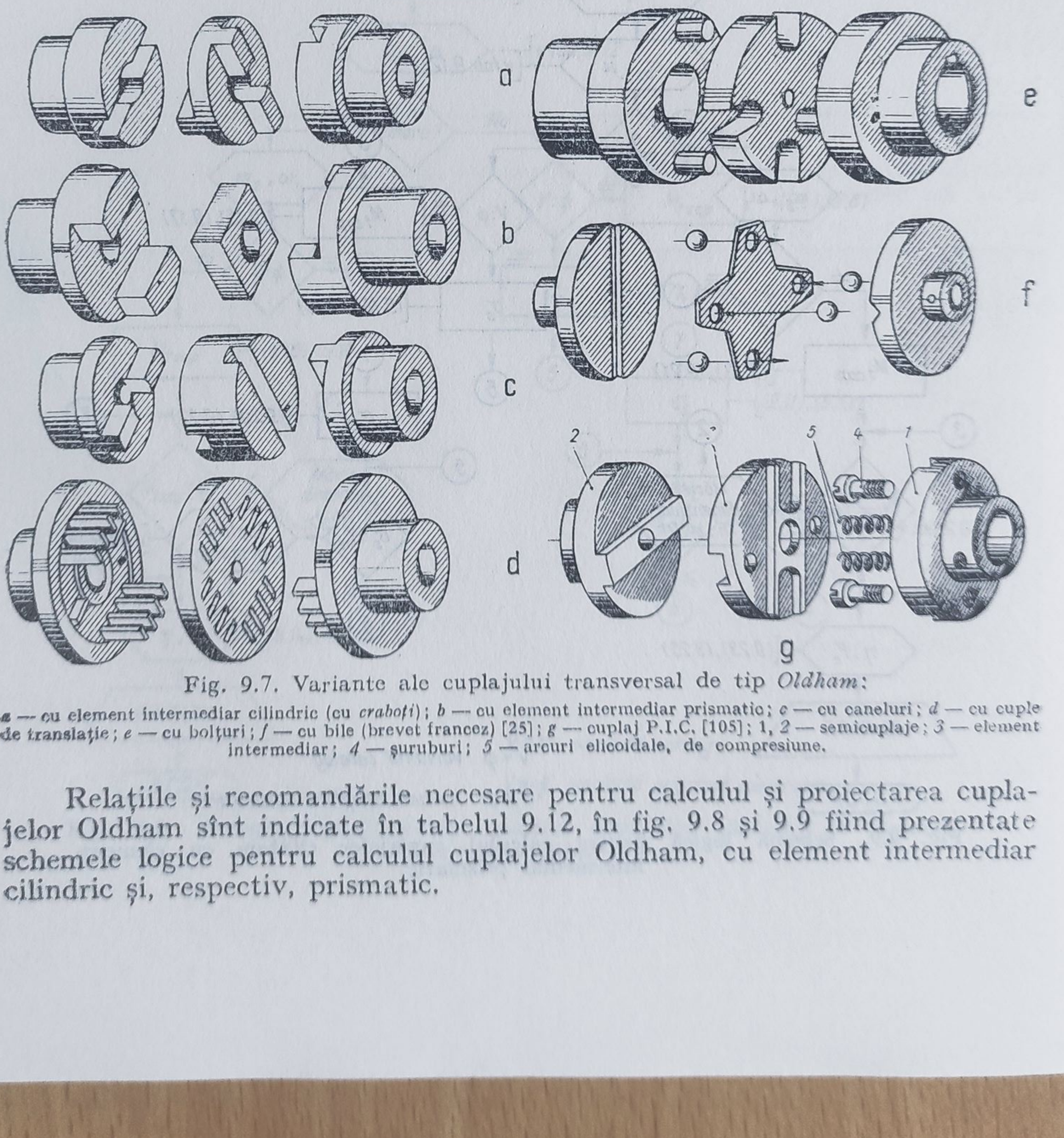


Fig. 9.7. Variante ale cuplajului transversal de tip *Oldham*:

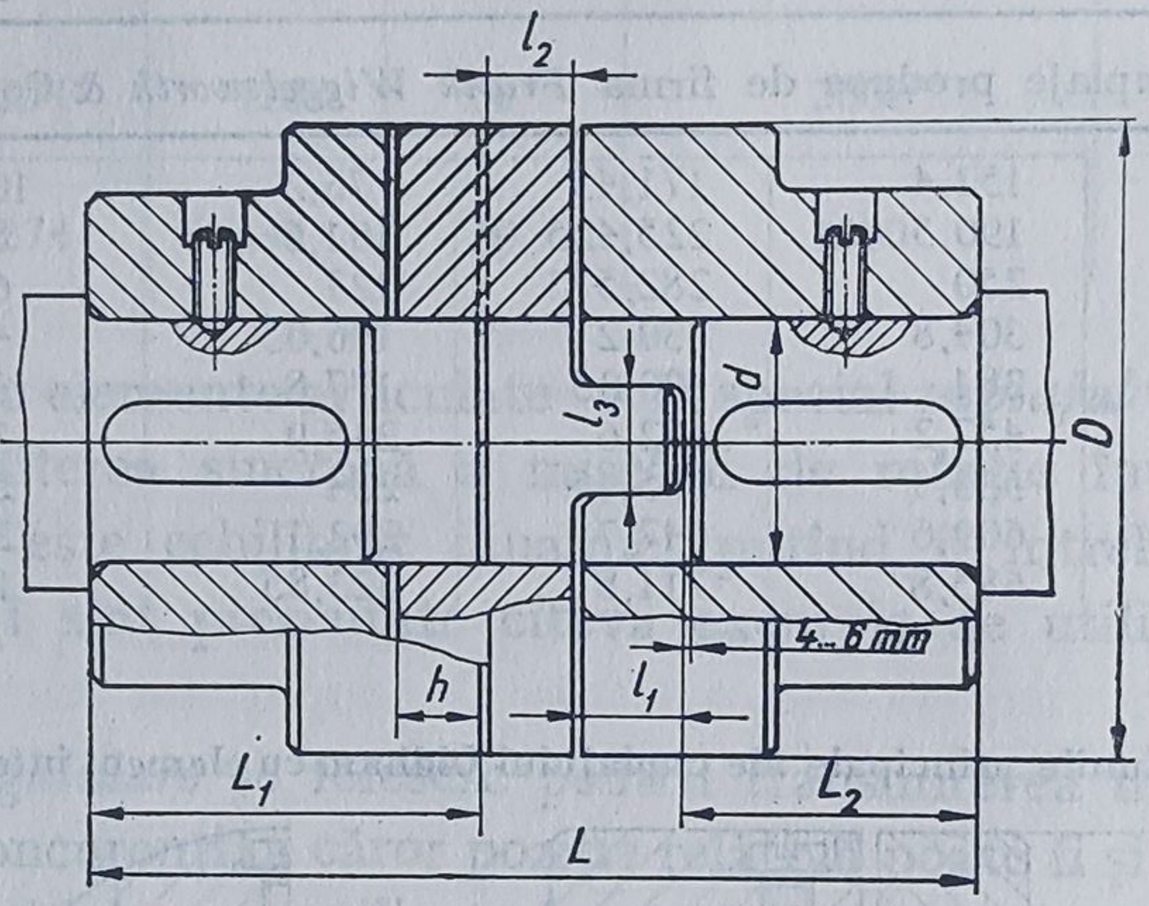
a — cu element intermediar cilindric (cu *craboți*); *b* — cu element intermediar prismatic; *c* — cu caneluri; *d* — cu cuple de translație; *e* — cu bolțuri; *f* — cu bile (brevet francez) [25]; *g* — cuplaj P.I.C. [105]; 1, 2 — semicuplaje; 3 — element intermediar; 4 — șuruburi; 5 — arcuri elicoidale, de compresiune.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea cuplajelor Oldham sînt indicate în tabelul 9.12, în fig. 9.8 și 9.9 fiind prezentate schemele logice pentru calculul cuplajelor Oldham, cu element intermediar cilindric și, respectiv, prismatic.

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului Oldham, cu element intermediar cu craboți (cilindric) — produs de mai multe firme specializate [25, 84, 121] — sînt indicate în tabelul 9.13, în acest tabel fiind date și dimensiunile principale ale cuplajului Oldham tipizat în țara noastră [75]. Varianta cu element intermediar prismatic— din textolit sau din alte materiale plastice (tabelul 9.14) — permite preluarea de abateri mai mari, comparativ cu varianta cu element intermediar cilindric.

Tabelul 9.13

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului Oldham [75, 84, 121]



Dimensiunile, mm				Turația maximă, rot/min	$M_{t\ max.}$ daN·m
d	D	L	$L_1(L_3)$*		
1	2	3	4	5	6
Cuplaje tipizate la ICTCM București [75]					
16...35	120	140	56	1250	25
20...48	150	160	60	1000	42,5
25...55	180	180	69	850	57
30...60	200	200	77	750	100
30...65	220	220	85	700	140
35...75	250	240	93	600	180
40...90	280	260	102	530	236
50...100	320	280	110	500	335
55...120	360	320	129	400	450
63...140	450	400	166	300	900
80...170	550	500	208	250	1600

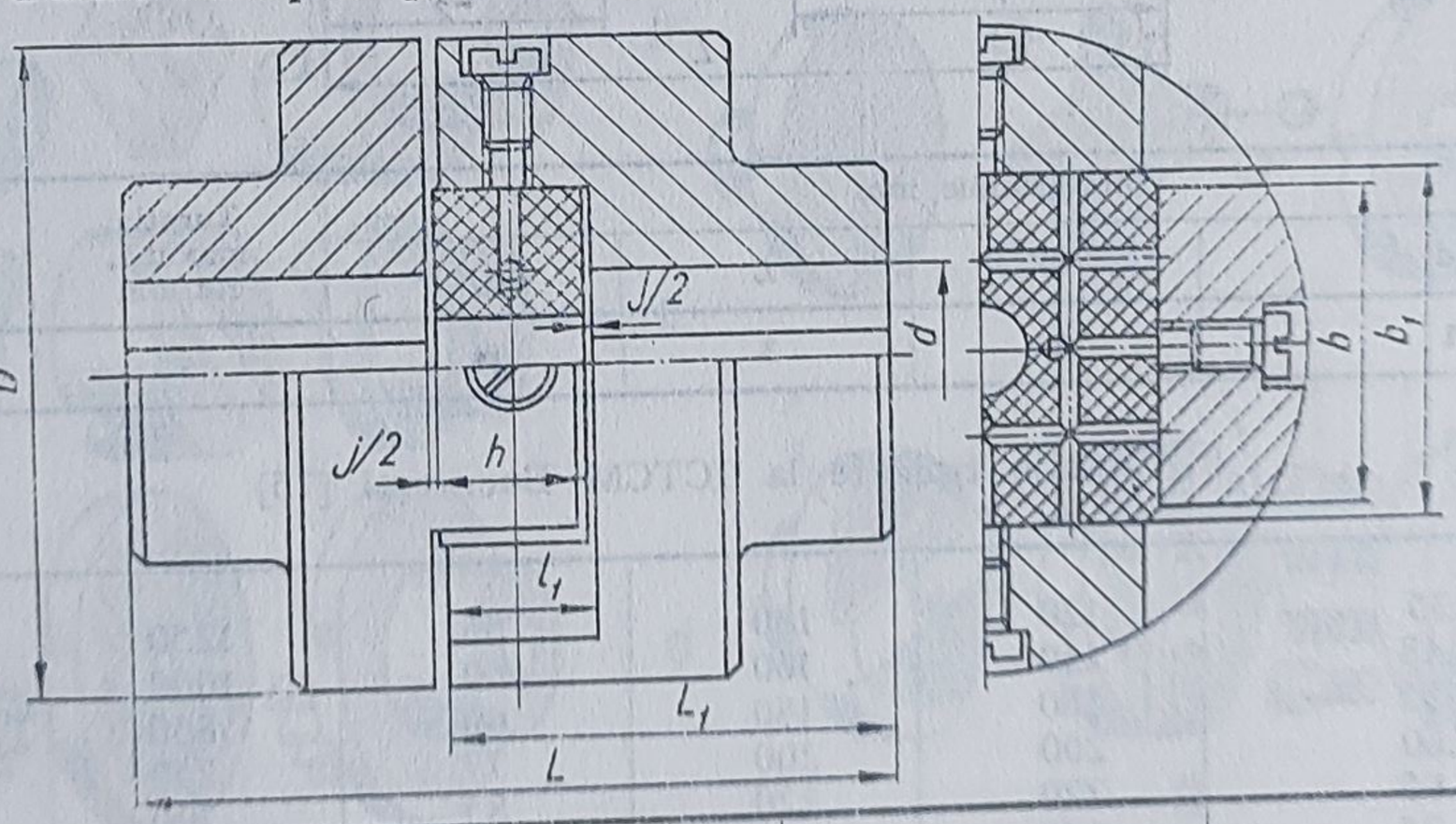
* Pentru cuplajele produse de firma Crofts Ltd.

Tabelul 9.13 (continuare)

1	2	3	4	5	6
Cuplaje produse de firma *Crofts* (Engineers) Ltd.					
38,1	127	146	53,975	1200	28,6
50,8	152,4	177,8	66,675	980	43
63,5	190,5	215,9	79,375	800	72
76,2	228,6	247,65	92,075	640	108
88,9	266,7	292,1	107,95	500	144
101,6	304,8	330,2	120,65	450	216
114,3	342,9	368,3	130,35	400	324
127	381	403,225	146,05	350	432
152,4	457,2	476,25	171,45	300	720
177,8	533,4	565,15	196,85	250	1080
203,2	609,6	635	228,6	200	1610
Cuplaje produse de firma *Frank Wiggelsworth* & Co.Ltd.					
50,8	152,4	171,45	76,2	1000	28,6
76,2	190,5	225,425	101,6	800	64,5
88,9	250	282,575	127	600	129
101,6	304,8	330,2	146,05	450	226
127	381	400,05	177,8	350	465
152,4	457,2	482,6	215,9	300	716
177,8	533,4	565,15	254	250	1040
203,2	609,6	647,7	292,1	200	1500
228,6	685,8	711,8	323,85	180	2680

Tabelul 9.14

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului Oldham cu element intermediar prismatic [73]



Dimensiunile, mm					Turația maximă, n_{max}, rot/min	Momentul capabil, $M_{t\,cap}$, daN·cm
d	*D*	*L*	*b*	*h*		
16 18	70	84	40	20	8200	170 300
20 22	80	104	50	20	7000	400 500

Tabelul 9.14 (continuare)

Dimensiunile, mm					Turația maximă, n_{max}, rot/min	Momentul capabil, $M_{t\,cap}$, daN·cm
d	D	L	b	h		
25 28	100	124	60	20	5700	800 1100
30 32 35	120	149	70	25	4700	1300 1600 2100
40 45	150	180	80	30	3800	3200 4500
50 55	180	224	100	40	3200	5000 6650
60 65	220	254	120	50	2600	8650 11000
70 75	250	274	140	50	2200	13700 16900

Și cuplajele cu elemente articulate — în special *cuplajul Schmidt* (fig. 9.10) — permit transmiterea sincronă a mișcării de rotație între axe paralele; cuplajul *Schmidt* este echilibrat dinamic, putînd fi întrebuințat la turații mari. În fig. 9.11 sînt prezentate cîteva exemple de utilizare a cuplajelor *Schmidt* [59].

Cuplajele unghiulare se folosesc pentru transmiterea mișcării de rotație între doi arbori concurenți, a căror poziție relativă poate fi și variabilă. Foarte multe cuplaje unghiulare — utilizate la mașinile-unelte, autovehicule, mașini agricole, mașini de ridicat și transportat, laminoare, mașini textile etc. —

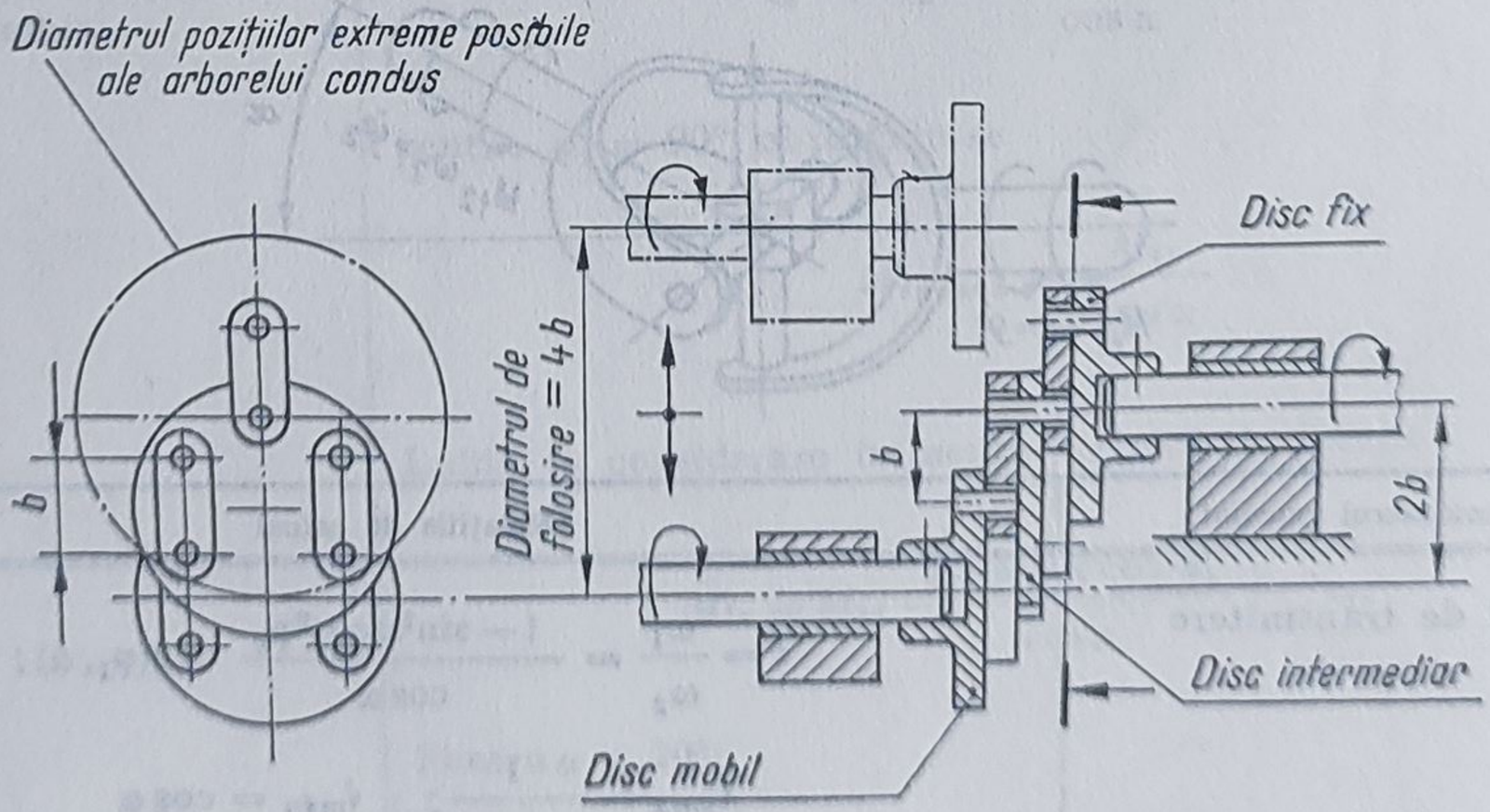


Fig. 9.10. Cuplaj transversal, cu elemente articulate, de tip *Schmidt* [59].

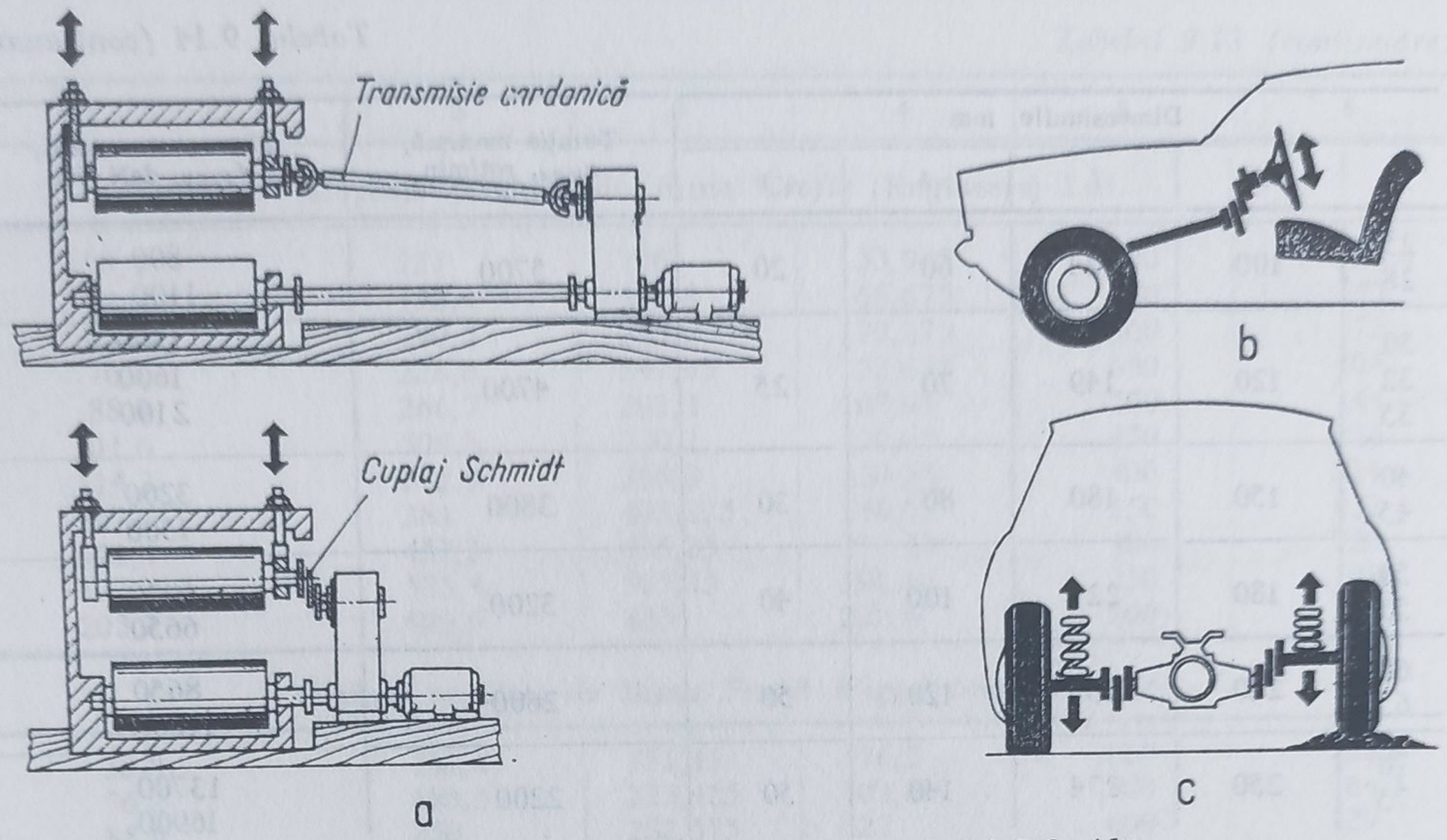


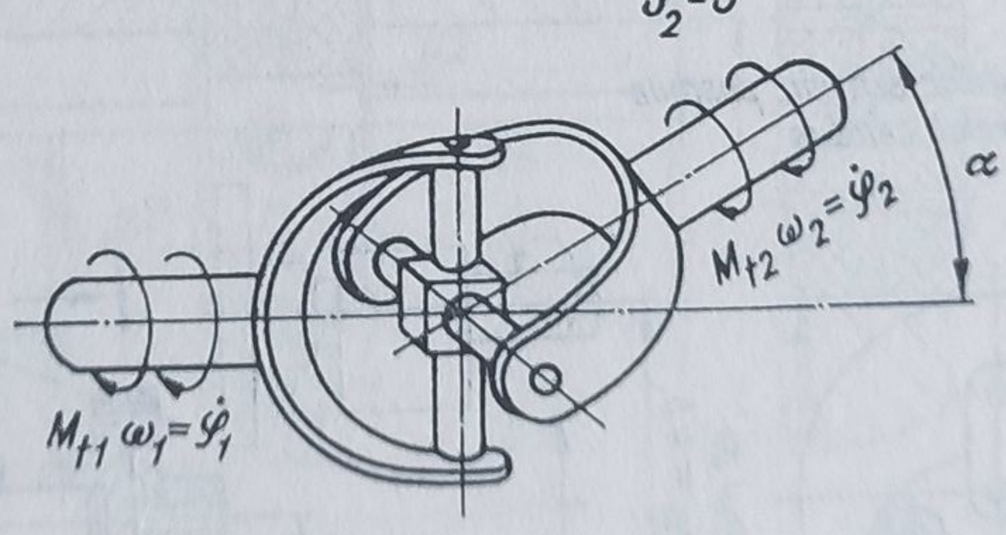
Fig. 9.11. Exemple de utilizare a cuplajului *Schmidt*:
a — la laminoare; *b* — la direcția autovehiculelor; *c* — la suspensia autovehiculelor [59]

au la bază *cuplajul cardanic* (v. și fig. 9.16, vederea generală a unui cuplaj cardanic).

Relațiile generale pentru calculul cuplajelor cardanice sînt date în tabelul 9.15, forțele și momentele din articulațiile cuplajelor mono și bicardanice fiind prezentate în tabelul 9.16.

Tabelul 9.15

Relații pentru calculul cuplajelor cardanice [19, 25, 33, 35, 48, 57, 67]

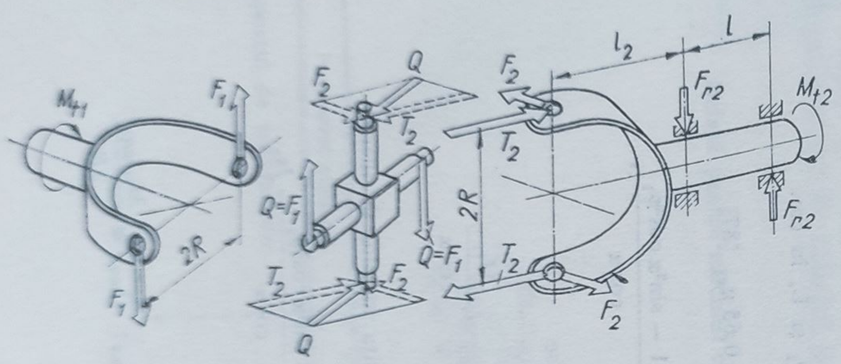
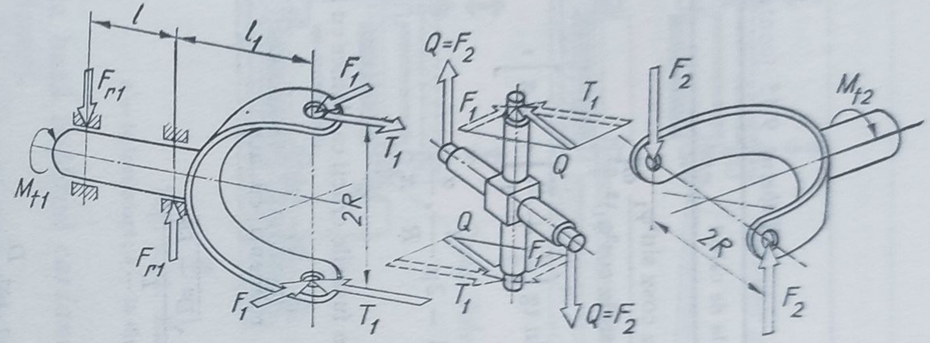


Parametrul calculat	Relațiile de calcul
Raportul de transmitere	$i = \dfrac{\omega_1}{\omega_2} = \dfrac{1 - \sin^2\alpha \cos^2\varphi_1}{\cos\alpha} = i(\varphi_1, \alpha)$; $i_{max} = \dfrac{1}{\cos\alpha}$; $i_{min} = \cos\alpha$

Tabelul 9.15 (continuare)

Parametrul calculat	Relațiile de calcul
Accelerația unghiulară a arborelui condus	$\varepsilon_2 = -\dfrac{\sin^2\alpha\cos\alpha\sin^2\varphi_1}{(1-\sin^2\alpha\cos^2\varphi_1)^2}\omega_1^2$
Randamentul cuplajului cardanic	$\eta = 1-\dfrac{\mu}{\pi}\cdot\dfrac{d}{R}\left[\ln\operatorname{tg}\left(\dfrac{\alpha}{2}+\dfrac{\pi}{4}\right)+\operatorname{tg}\alpha\right]$, sau, pentru $\alpha \leqslant 25°$, $\eta = 1-2\mu\dfrac{d}{R}\cdot\dfrac{\alpha}{\pi}$, cu [57]: $\mu = 0,15...0,2$, pentru fusurile crucii cardanice cu lagăre de alunecare; $\mu = 0,05...0,1$, rulmenți cu ace
Turația critică, rot/min	$n_{cr} \approx 1,21\cdot 10^7\dfrac{\sqrt{D^2+D_1^2}}{L^2}$, pentru arborele tubular și $n_{cr} \approx 1,2\cdot 10^7\dfrac{D}{L^2}$, pentru arborele plin; D, D_1 și L, în cm.
Turația maximă de funcționare, rot/min	$n_{max} \approx 0,65\, n_{cr}$ [87]
Momentul de torsiune la arborele condus	$M_{t2} = M_{t1}\dfrac{1-\sin^2\alpha\cos^2\varphi_1}{\cos\alpha}$, pentru $\varphi_1 = 90°$ obținîndu-se $M_{t2\,max} = \dfrac{M_{t1}}{\cos\alpha}$
	Luînd în considerare influența forțelor de inerție $M_{t2} = M_{t1}\dfrac{1-\sin^2\alpha\cos^2\varphi_1}{\cos\alpha} - J\varepsilon_2$.
	Pentru $\alpha < 20°$: $M_{t2\,max} \approx M_{t1\,max}$; $Q_{max} \approx \dfrac{M_{t1\,max}}{2R}$

Forțele și momentele din articulațiile mono și bicardanice * [19, 25, 35, 48, 57, 67]

Legea de variație a forțelor și momentelor	Cazuri particulare	
	$\varphi_1 = 0°$	$\varphi_1 = 90°$
		
*Mecanism bicardanic, homocinetic, varianta Z *)*		

* Mecanismul bicardanic are arborii dispuși sub forma literii *Z*

Tabelul 9.16 (continuare)

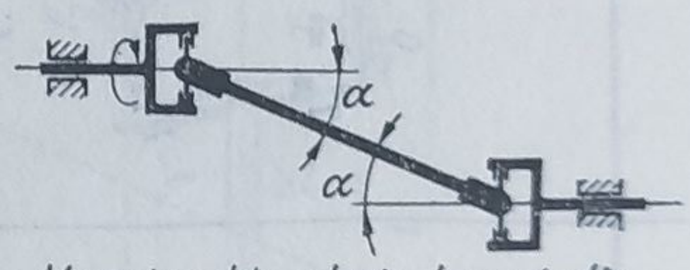
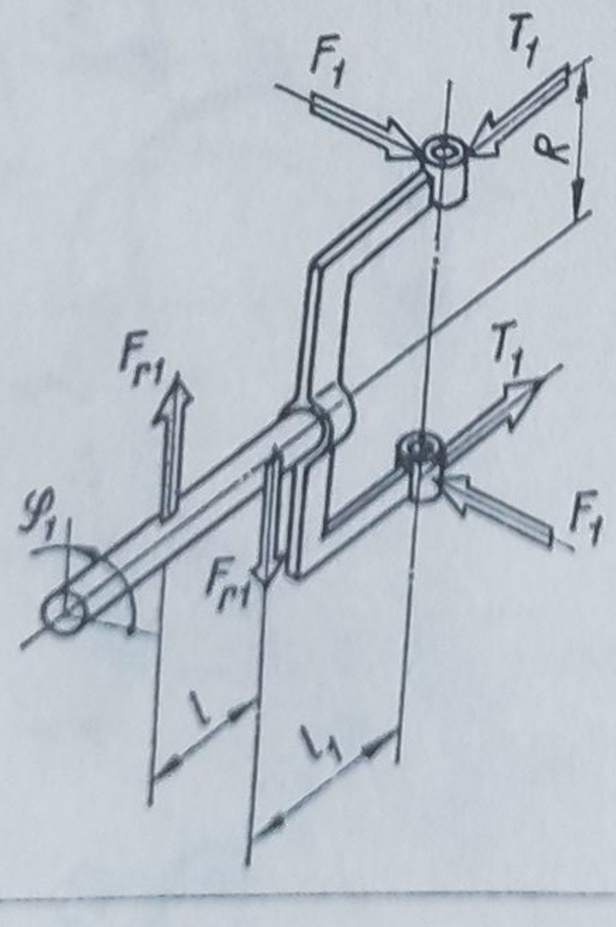
Legea de variaţia forţelor şi momentelor	Cazuri particulare	
	$\varphi_1 = 0°$	$\varphi_1 = 90°$
$F_1 = \frac{M_{t1}}{2R}$; $T_2 = \frac{M_{t1}}{2R} \operatorname{tg}\alpha \cos\varphi_1 \sqrt{1-\sin^2\alpha\cos^2\varphi_1}$;	$F_{1max} = \frac{M_{t1max}}{2R}$	
$M_{i2} = 2RT_2 = M_{t1} \operatorname{tg}\alpha \cos\varphi_1 \sqrt{1-\sin^2\alpha\cos^2\varphi_1}$;	$T_2 = \frac{M_{t1}}{2R}\sin\alpha = T_{2\,max}$;	$T_2 = 0$;
$F_{r2} = \frac{M_{t1}}{l} \operatorname{tg}\alpha \cos\varphi_1 \sqrt{1-\sin^2\alpha\cos^2\varphi_1}$;	$F_{r2} = \frac{M_{t1}}{l}\sin\alpha = F_{r2\,max}$;	$F_{r2} = 0$;
$F_2 = \frac{M_{t1}}{2R} \cdot \frac{1-\sin^2\alpha\cos^2\varphi}{\cos\alpha}$; $T_1 = \frac{M_{t1}}{2R} \operatorname{tg}\alpha \sin\varphi_1$;	$F_2 = \frac{M_{t1}}{2R}\cos\alpha$;	$F_2 = \frac{M_{t1}}{2R} \cdot \frac{1}{\cos\alpha} = F_{2\,max}$;
$M_{i1} = 2RT_1 = M_{t1} \operatorname{tg}\alpha \sin\varphi_1$;	$T_1 = 0$;	$T_1 = \frac{M_{t1}}{2R}\operatorname{tg}\alpha = T_{1\,max}$;
$F_{r1} = \frac{2R}{l} T_1 = \frac{M_{t1}}{l} \operatorname{tg}\alpha \sin\alpha_1$;	$F_{r1} = 0$;	$F_{r1} = \frac{M_{t1}}{l}\operatorname{tg}\alpha = F_{r1\,max}$;
$Q = \sqrt{F_1^2 + T_1^2} = \sqrt{F_2^2 + T_2^2} = \frac{M_{t1}}{2R} \frac{\sqrt{1-\sin^2\alpha\cos^2\varphi_1}}{\cos\alpha}$	$Q = \frac{M_{t1}}{2R}$	$Q = \frac{M_{t1}}{2R} \cdot \frac{1}{\cos\alpha} Q_{max}$

La cuplajele cardanice cu cruce se calculează crucile, furcile, flanșele, cuzineții sau rulmenții fusurilor crucii și piesele de fixare. Calculul de rezistență al elementelor cuplajului cardanic se efectuează pentru valorile maxime ale sarcinilor care solicită elementele respective. Relațiile și recomandările necesare pentru calculul furcii și a crucii cuplajului cardanic, precum și al arborelui intermediar al mecanismului bicardanic sînt prezentate în tabelul 9.17. Asamblările prin caneluri se pot calcula conform indicațiilor din literatura de specialitate *, pentru șuruburile de fixare fiind prezentate indicații de calcul și în cap. 2 al volumului I.

Tabelul 9.17

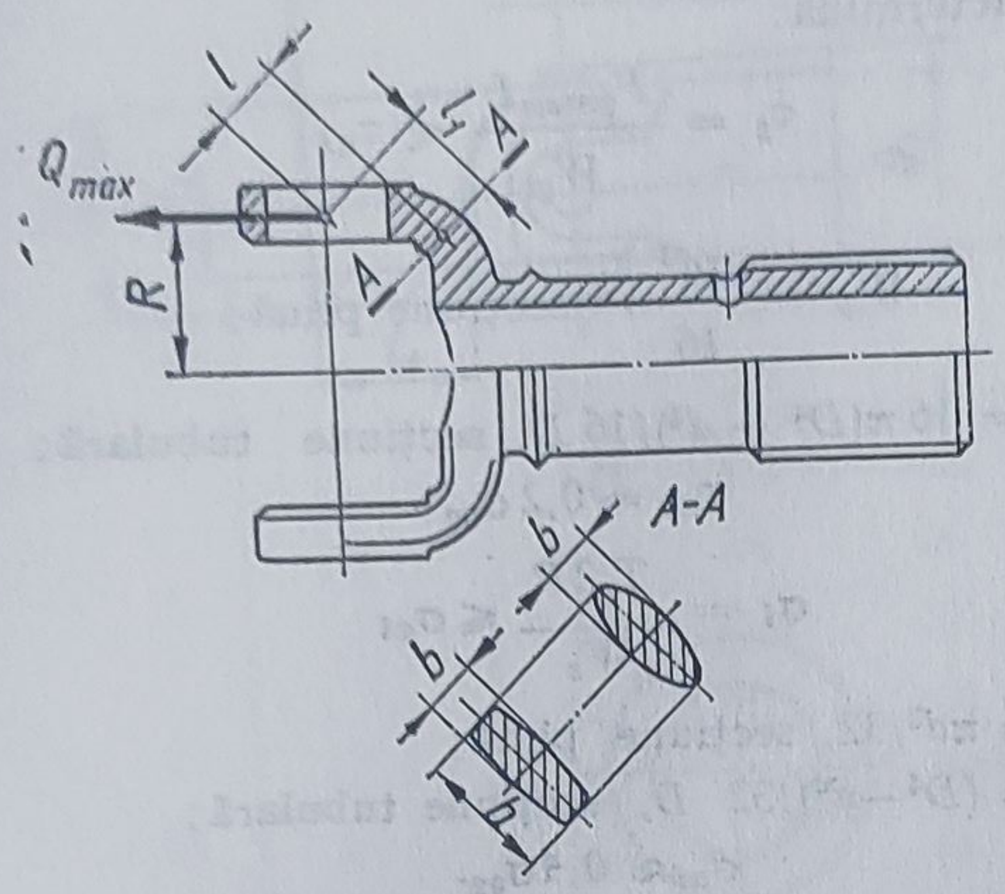
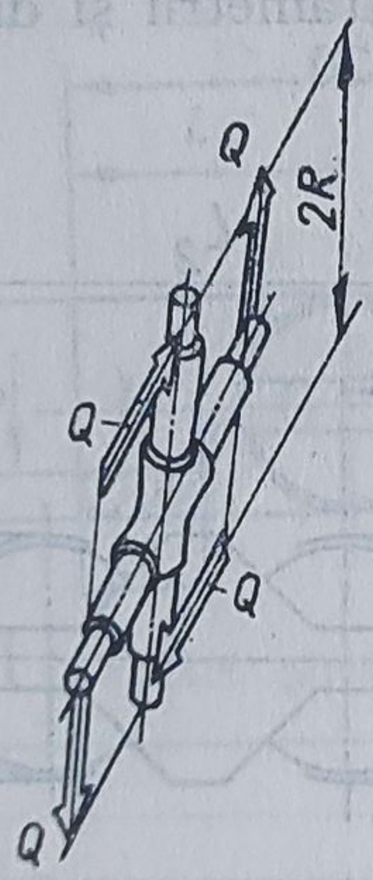
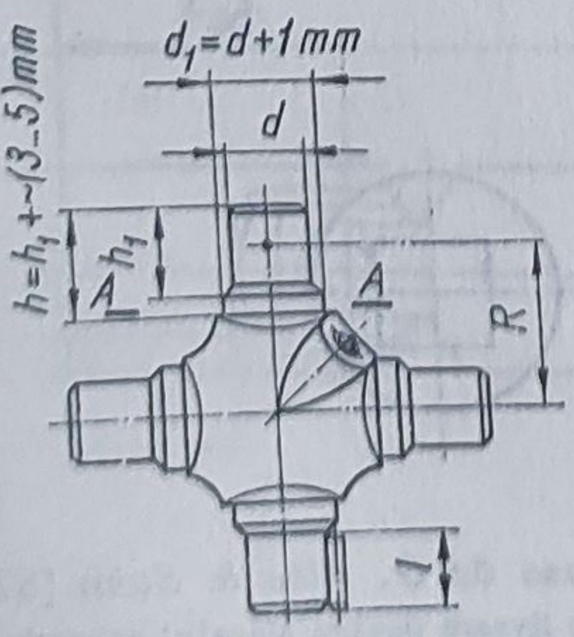
Relațiile și recomandările necesare pentru calculul elementelor cuplajului cardanic

[19, 25, 48, 57, 67]

Schema de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări. Rezistențe admisibile
1	2
 Cuplaj monocardanic	 *Mecanism bicardanic, homocinetic, varianta Z*
Furca cuplajului 	Pentru brațele furcii cardanice $\sigma_i = \frac{Q_{max} l_1}{W_z} \leqslant \sigma_{ai}$, cu: $W_z = bh^2/6$, secțiune dreptunghiulară; $W_z \approx bh^2/10$, secțiune ovală; $\tau_t = Q_{max} l / W_p \leqslant \tau_{at}$, cu: $W_p = \eta_1 h b^2$, secțiune dreptunghiulară; $W_p \approx hb^2/5$ secțiune ovală; η_1 din Vol. I, fig. A 1.3–6

* V. Manualul Inginerului mecanic. Mecanisme. Organe de mașini. Dinamica mașinilor. București, Editura tehnică, 1976, ș.a.

Tabelul 9.17 (continuare)

1	2
	*Se recomandă:* $\sigma_{at} \approx 0{,}4\sigma_{02}$ (după [48], $\sigma_{at} \approx$ 1500...2000 daN/cm²); $\tau_{at} = 0{,}2\sigma_{02}$ Arborele furcii cuplajului se calculează la răsucire, cu momentul maxim de torsiune transmis de arborele cardanic (M_{t1max} sau M_{t2max})
Crucea cuplajului  	Efortul unitar în secțiunea $A-A$ $$\sigma_i = \frac{Q_{max}(h_1 - l/2)}{W_z} = \frac{32 M_{t1}(h_1 - l/2)}{2R\cos\alpha\,\pi d_1^3} \leqslant \sigma_{at}$$ La fusurile cu lagăre de alunecare, $$p = \frac{Q_{max}}{ld} \leqslant p_a$$ La fusurile cu rulmenți cu ace, $$p = \frac{Q_{max}}{ld} \leqslant p_a,$$ l fiind lungimea activă a acului *Se recomandă:* $\sigma_{ai} \approx 0{,}4\ \sigma_{02}$ (după [48], $\sigma_{ai} \approx$ 1500...2000 daN/cm²) $p_a \leqslant$ 400 daN/cm², pentru suprafețe călite, în cazul lagărelor cu alunecare; $p_a =$ 60...80 daN/cm², la rulmenții cu ace. Rulmenți cu ace — în cazul utilizării la autovehicule — se calculează conform indicațiilor din cap. 5.

Tabelul 9.18

Dimensiunile principale ale cuplajelor cardanice din fig. 9.12 [87]

Momentul de torsiune maxim*, $M_{t\,max}$ N·m	Dimensiunile, mm					
	d^{H7}	D	L	L_1	L_2	l
6	—	13	35	17,5	—	10
8	—	16	40	20	—	10
20	10	20	50	25	75	13
30	12	24	60	30	88	14
50	14	28	70	35	103	17
60	16	32	80	40	118	19
120	18	36	90	45	133	22
160	20	40	100	50	148	24
200	22	45	—	50	163	26
290	25	50	—	62,5	185	30
440	30	55	—	67,5	200	35
520	35	60	—	82,5	237	42
700	40	65	—	95	267	46
1060	60	90	—	130	362	70

Observație: Cuplajele din fig. 9.12, *b* se produc în intervalul $M_{tmax} = 20...\ 1370$ N·m; $\alpha_{max} = 35°$.

* $M_{tmax}/n\,\alpha \leqslant 500$; $0{,}5\ M_{tmax}/n\,\alpha \leqslant 4000$.

Tabelul 9.19

Dimensiunile principale ale cuplajelor cardanice din fig. 9.13 [87]

Momentul de* torsiune maxim $M_{t\,max}$ N.m	Dimensiunile, mm						
	d_1^{H7}	D	D_1	L_3	L_4	L_5	l_1
6	—	13	14	42	21	60	12
8	—	16	17,5	52	26	74	15
20	12	20	21,5	62	31	88	18
30	16	25	26,5	74	37	104	22
60	20	32	33,5	86	43	124	25
160	25	40	42	108	54	156	32
290	32	50	52,5	132	66	188	40

* $M_{tmax}/n\,\alpha \leqslant 500$; $0{,}5\ M_{tmax}/n\,\alpha \leqslant 5000$; $\alpha_{max} \leqslant 45°$.

Tabelul 9.20

Dimensiunile principale ale transmisiilor bicardanice din fig. 9.14 [87]

Momentul de torsiune, N. m	Dimensiunile, mm													
	d	d_1	D	D_1	L + cursa			L_1 + cursa			L_2	L_3	l	l_1
					1*	2*	3*	1*	2*	3*				
20	10	12	20	21,5	150+20	170+40	200+70	174+20	194+40	224+70	25	31	13	18
30	12	16	24	26,5	170+25	200+55	220+75	118+25	228+55	248+75	30	37	14	22
50	14	—	28	—	200+30	220+50	250+80	—	—	—	35	—	17	—
60	16	20	32	33,5	220+30	250+60	280+60	234+30	264+60	294+90	40	43	19	25
120	18	—	36	—	250+30	280+65	300+85	—	—	—	45	—	22	—
160	20	25	40	42	280+40	300+60	350+110	301+40	321+60	379+110	50	54	24	32
200	22	—	45	—	300+40	350+90	400+140	—	—	—	55	—	26	—
290	25	32	50	52,5	350+50	400+100	450+150	372+50	422+100	472+150	62,5	66	30	40
520	35	—	60	—	450+50	500+100	580+180	—	—	—	82,5	—	42	—
700	40	—	65	—	520+70	550+100	630+180	—	—	—	95	—	46	—

* Cifrele 1, 2 și 3 reprezintă diversele lungimi standard, livrate de firmă

Cuplajele bicardanice (fig. 9.15) — obținute prin legarea a două cuplaje cardanice cu cruce — realizează transmiterea sincronă a mișcării de rotație, dacă se asigură, la montaj, egalitatea celor două unghiuri $\alpha_1 = \alpha_2$. Transmi-

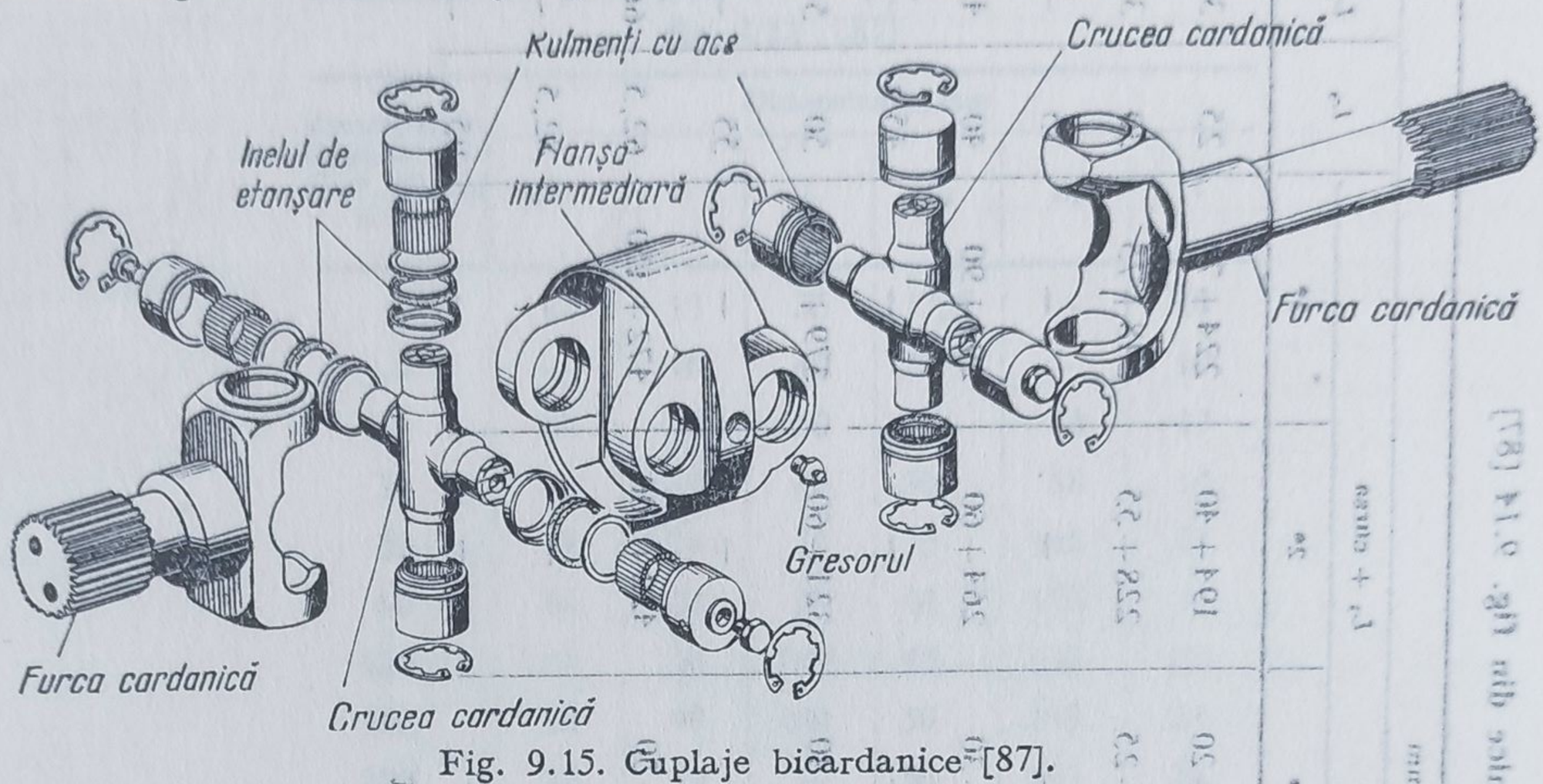


Fig. 9.15. Cuplaje bicardanice [87].

siile bicardanice (fig. 9.16—9.19) permit transmiterea mișcării între arbori cu poziție relativă variabilă — în timpul funcționării — deplasarea relativă, dintre cuplajele transmisiei, fiind posibilă ca urmare a existenței unei cuple de translație, în general o asamblare prin caneluri [25]. Parametrii și dimensiunile unora din transmisiile bicardanice prezentate sînt redate în tabelele 9.21—9.24.

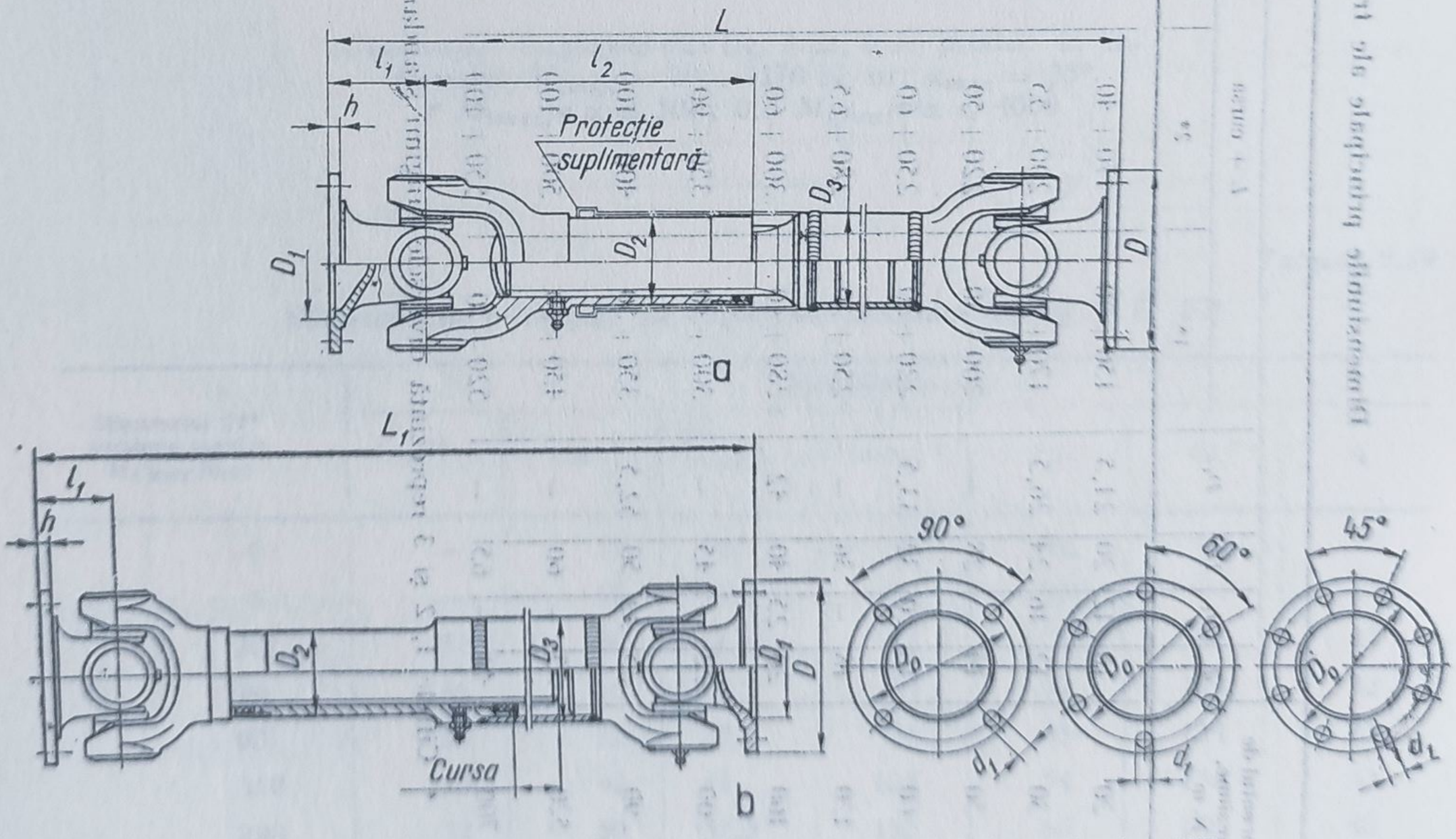


Fig. 9.16. Soluții constructive de transmisii bicardanice [87]:

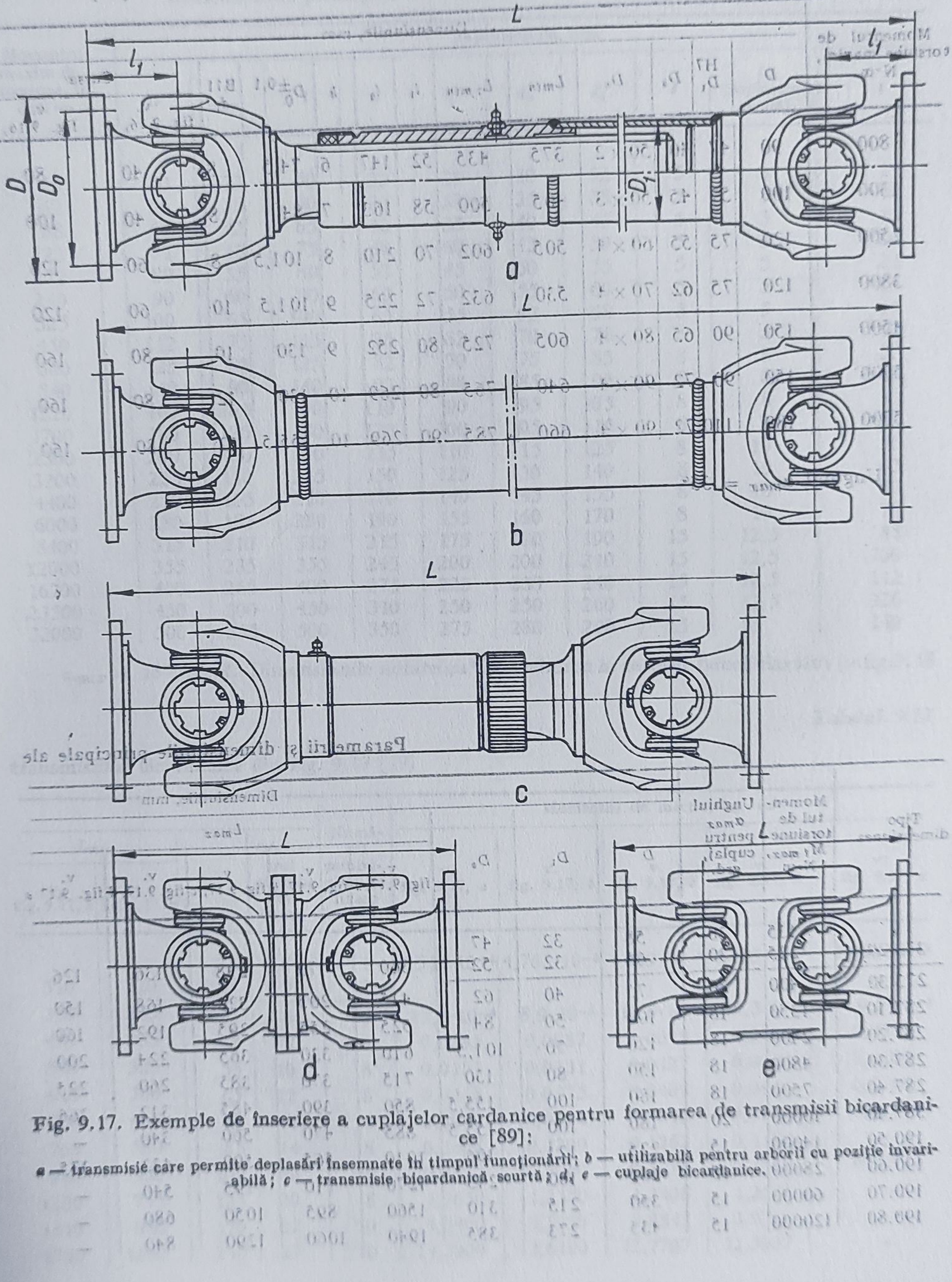


Fig. 9.17. Exemple de înseriere a cuplajelor cardanice pentru formarea de transmisii bicardanice [89]:

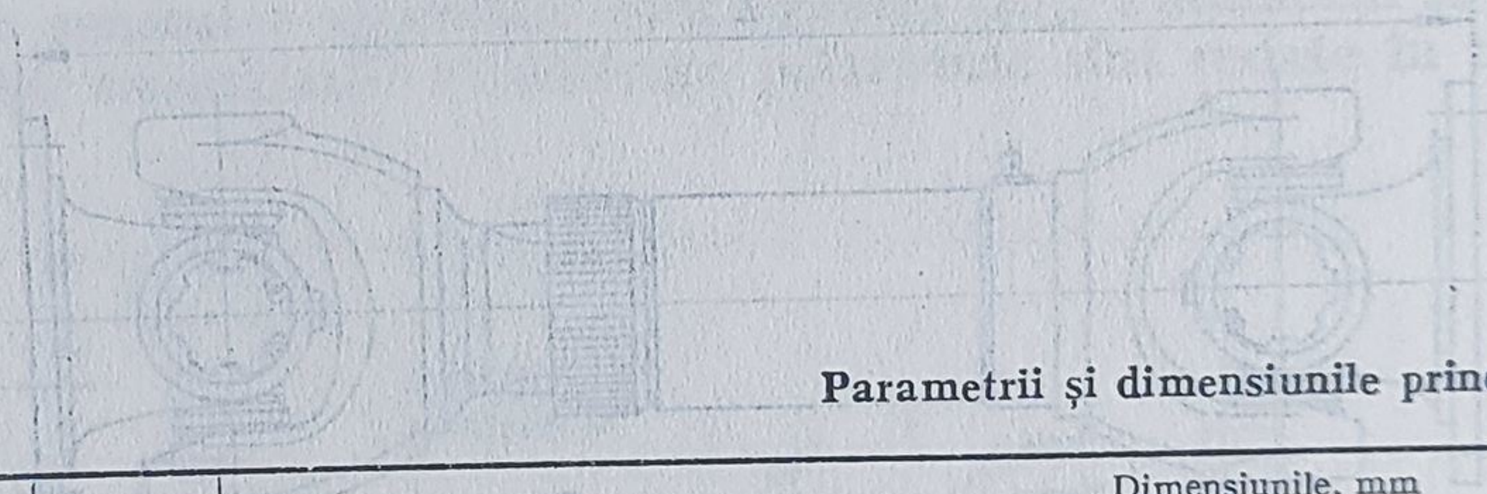
a — transmisie care permite deplasări însemnate în timpul funcționării; *b* — utilizabilă pentru arborii cu poziție invariabilă; *c* — transmisie bicardanică scurtă; *d*, *e* — cuplaje bicardanice.

Tabelul 9.21

Dimensiunile principale ale transmisiilor bicardanice din fig. *9.16* [87]

Momentul de torsiune maxim, N·m	Dimensiunile, mm												
	D	H7 D_1	D_2	D_3	L_{min}	$L_{1\,min}$	l_1	l_2	h	$D_0^{\pm 0,1}$	B11 d_1	Cursa v. fig. 9.16, *a*	Cursa v. fig. 9.16, *b*
800	90	47	40	50×2	375	435	52	147	6	74,5	8	40	80
1300	100	57	45	50×3	405	500	58	163	7	84	8	40	100
2500	120	75	55	60×4	505	602	70	210	8	101,5	8	60	120
3800	120	75	62	70×4	530	632	72	225	9	101,5	10	60	120
4500	150	90	65	80×4	605	725	80	252	9	130	10	80	160
5700	150	90	72	90×4	640	765	80	269	10	130	12	80	160
5700	180	110	72	90×4	660	785	90	269	10	155,5	12	80	160

Unghiul $\alpha_{max} = 35°$



Parametrii și dimensiunile principale ale

Tipo dimensiunea	Momentul de torsiune $M_{t\,max}$, N·m	Unghiul α_{max} pentru cuplaj, grd.	Dimensiunile, mm							
			D	D_1	D_0	L_{max} v. fig. 9.17, *a*	L_{max} v. fig. 9.17, *b*	L_{max} v. fig. 9.17, *c*	L_{max} v. fig. 9.17, *d*	L_{max} v. fig. 9.17 *e*
373.20	135 225	30 30	58 65	32 32	47 52	360	170	248	136	126
273.30	400	30	75	40	62	415	205	320	168	150
287.10	1350	18	100	50	84	525	255	295	192	160
287.20	2400	18	120	70	101,5	610	330	365	224	200
287.30	4800	18	150	80	130	715	370	385	260	225
287.40	7500	18	180	100	155,5	850	390	485	312	266
387.40	10000	20	180	100	155,5	885	470	560	340	—
190.50	14000	15	225	121	196	1010	565	590	432	375
190.60	28000	15	285	160	245	1270	710	795	540	—
190.70	60000	15	350	215	310	1560	895	1050	680	—
190.80	120000	15	435	273	385	1940	1060	1290	840	—

Tabelul 9.23

Dimensiunile principale ale transmisiei bicardanice din fig. 9.18 [92]

Momentul maxim de torsiune, în daN·m	Dimensiunile, mm									
	D	d max.	l	a	l_1	d_0	d_1	i	t (deplasare axială)	s
45	50	32	50	32	28	30	32	5	3	14
62	56	38	60	35	32	35	38	5	3	16
88	63	42	65	40	35	40	45	5	3	18
122	71	48	75	48	40	45	50	5	3	20
172	80	55	80	52	45	50	55	5	5	22
240	90	60	90	60	50	55	60	5	5	25
325	100	65	100	65	55	62	68	5	5	28
450	112	75	115	75	62	70	78	8	5	32
600	125	80	125	82	70	75	85	8	8	35
840	140	90	140	92	80	85	95	8	8	40
1220	160	105	160	110	90	95	105	8	8	45
1700	180	120	180	120	100	105	115	8	8	50
2300	200	130	200	135	110	115	125	8	10	56
3200	225	150	225	150	125	130	140	8	10	63
4400	250	165	250	170	140	145	155	8	10	70
6000	280	185	280	190	155	160	170	8	10	78
8400	315	210	315	215	175	180	190	15	12,5	88
12000	355	235	355	245	200	200	210	15	12,5	100
16700	400	265	400	275	225	230	240	15	12,5	112
23500	450	300	450	310	250	250	260	15	12,5	126
32000	500	335	500	350	275	280	290	15	15	140

$\alpha_{max} = 18°$. *Notă.* Dimensiunile notate cu* se stabilesc la cererea beneficiarului (v.fig.9.18

Tabelul 9.22

transmisiilor bicardanice din fig. 9.17 [19]

L_{min}		l_1	Diametrul găurilor din flanșe	Numărul șuruburilor de fixare	Momentul de inerție, kg·m²				
v. fig. 9.17, *a*	v. fig. 9.17. *c*				v. fig. 9.17, *a*	v. fig. 9.17, *b*	v. fig. 9.17, *c*	v. fig. 9.17, *d*	v. fig. 9.17, *e*
		34	5	4	$5,517.10^{-4}$	$4,765\cdot10^{-4}$	$4,869\cdot10^{-4}$	$4,475\cdot10^{-4}$	$4,963\cdot10^{-4}$
310	220	34	6	4					
355	285	42	6	6	$12,3\cdot10^{-4}$	$8,9\cdot10^{-4}$	$10,6\cdot10^{-4}$	$10,3\cdot10^{-4}$	$9,5\cdot10^{-4}$
455	265	48	8	6	0,0085	0,0087	0,0073	0,0105	0,0070
530	325	56	10	8	0,0151	0,0131	0,0127	0,0134	0,0109
615	360	65	12	8	0,0418	0,0375	0,0404	0,0419	0,0368
730	455	78	14	8	0,0930	0,0824	0,0813	0,0941	0,0771
765	530	85	14	8	0,1408	0,1209	0,1263	0,1184	—
910	550	108	16	8	0,3990	0,3690	0,3477	0,4009	0,3640
1150	735	135	20	8	1,3630	1,2350	1,2408	1,2632	—
1410	980	170	22	10	4,3400	3,7990	3,9842	3,9720	—
1750	1200	210	27	10	14,3900	12,6100	12,7707	12,5937	—

Tabelul 9.24

Dimensiunile principale ale transmisiei bicardanice elastice (v. fig. 9.19) [89]

Tipodimensiunea	$M_{t\,max}$, N·m	Dimensiunile, mm													
		D	D_1	D_2	D_0	d	d_1	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	Δ	h	Cursa
128.00	120	108	90	50 × 2	74,5	1 1/4″	8	58	68	118	15	128	290	7	14
128.10	215	120	100	50 × 3	84	1 3/8″	8	61	72	131	19	135	315	7,5	16
128.20	380	144	120	60 × 3	101,5	1 3/4″	8	65	78	140	14	150	335	8	18
128.30	680	166	150	70 × 4	130	2″	10	75	89	157	18	162	375	10	20
128.40	1200	200	180	90 × 4	155,5	2 1/2″	12	85	101	178	25	178	430	11	24
128.50	1800	242	180	100 × 4	155,5	65 × 60	12	108	124	226	26	225	530	11	30

Fig. 9.19. Transmisie bicardanică utilizabilă la utilajele tehnologice [92].
Fig. 9.18. Transmisie bicardanică [89]: 1 — arbore intermediar; 2 — cuplaje elastice cu element nemetalic; 3 — gresor;

Cuplajele unghiulare sincrone (fig. 9.20 [25, 32, 33, 57, 67] și tabelele 9.25 și 9.26 *) se utilizează cînd este imposibilă menținerea condițiilor de sincronism și nu sînt admise variații mari ale raportului de transmitere [25 etc.]. Cea mai cunoscută și răspîndită utilizare: roțile motoare directoare ale autovehiculelor.

Tabelul 9.25

Dimensiunile principale ale cuplajului Weiss (v. fig. 9.20, *b* [32, 67]

$M_{t\,max}$, daN·m	Dimensiunile, mm			
	l	d	D	D_1
220	66	35	112	58
300	55	40	120	75
340	62	43	130	82
750	78	53	169	110
1450	100	65	200	100

Tabelul 9.26

Dimensiunile principale ale cuplajelor Rzeppa (v. fig. 9.20, *e*) [25]

$M_{t\,max}$, daN·m	Dimensiunile, mm					
	D	l_1	d	D_1	l_2	D_2
70	72	38	20	80	55	34
90	81	42	22	91	60	40
120	96	45	26	106	70	45
140	98	50	28	108	72	45
250	115	55	32	125	85	60
350	138	65	38	148	90	70
550	156	80	43	168	110	80
950	180	85	50	194	120	90
1100	190	90	53	205	120	100

* V. și catalogul firmei *Löhr u. Bromkamp GmbH* (RFG), 605 Offenbach/Main.

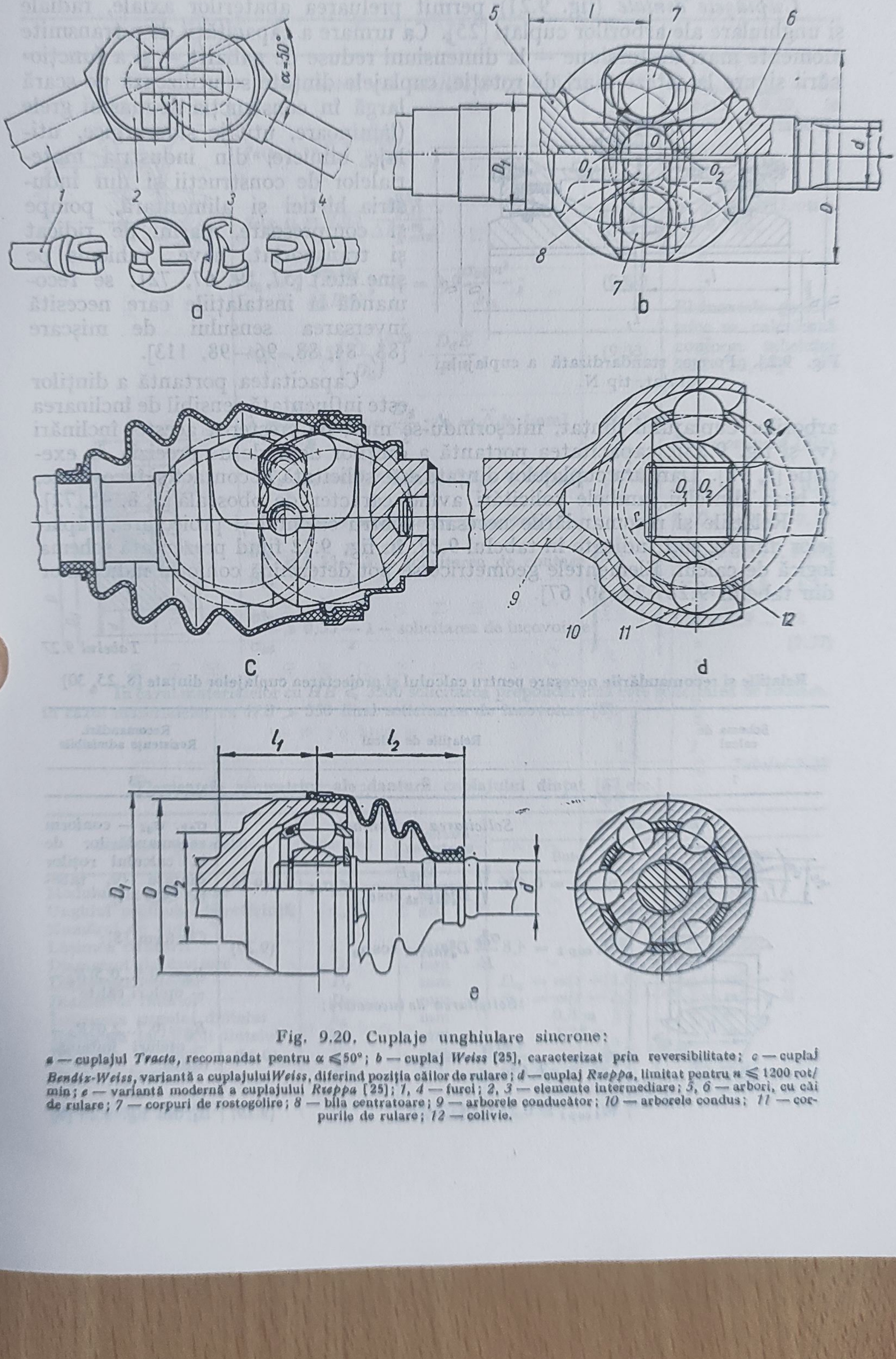


Fig. 9.20. Cuplaje unghiulare sincrone:

a — cuplajul *Tracta*, recomandat pentru $\alpha \leqslant 50°$; *b* — cuplaj *Weiss* [25], caracterizat prin reversibilitate; *c* — cuplaj *Bendix-Weiss*, variantă a cuplajului *Weiss*, diferind poziția căilor de rulare; *d* — cuplaj *Rzeppa*, limitat pentru $n \leqslant 1200$ rot/min; *e* — variantă modernă a cuplajului *Rzeppa* [25]; *1*, *4* — furci; *2*, *3* — elemente intermediare; *5*, *6* — arbori, cu căi de rulare; *7* — corpuri de rostogolire; *8* — bila centratoare; *9* — arborele conducător; *10* — arborele condus; *11* — corpurile de rulare; *12* — colivie.

Cuplajele dințate (fig. 9.21) permit preluarea abaterilor axiale, radiale și unghiulare ale arborilor cuplați [25]. Ca urmare a capacității de a transmite momente mari de torsiune — la dimensiuni reduse de gabarit — și a funcționării sigure la viteze mari de rotație, cuplajele dințate se utilizează pe scară largă în construcția de mașini grele (laminoare, utilaje siderurgice, utilaje miniere, din industria materialelor de construcții și din industria hîrtiei și alimentară, pompe și compresoare, mașini de ridicat și transportat, nave, vehicule pe șine etc.) [57, 59, 67, 72]; se recomandă la instalațiile care necesită inversarea sensului de mișcare [83, 84, 88, 96—98, 113].

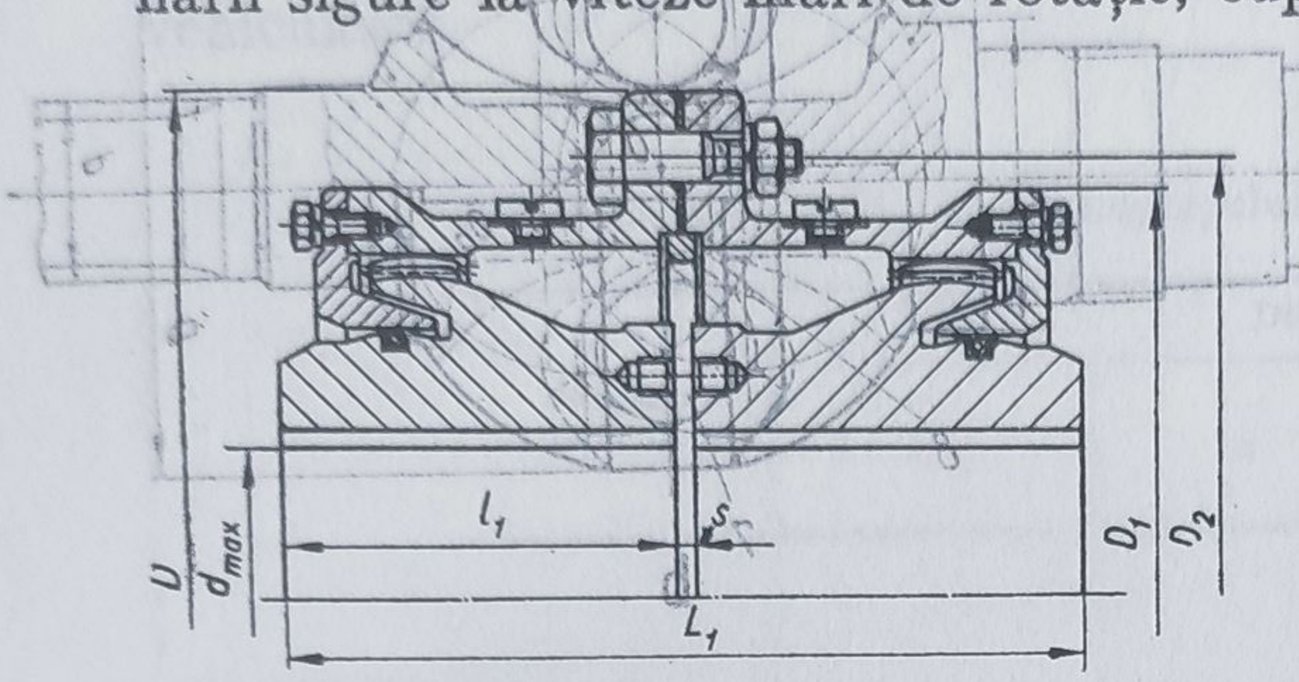


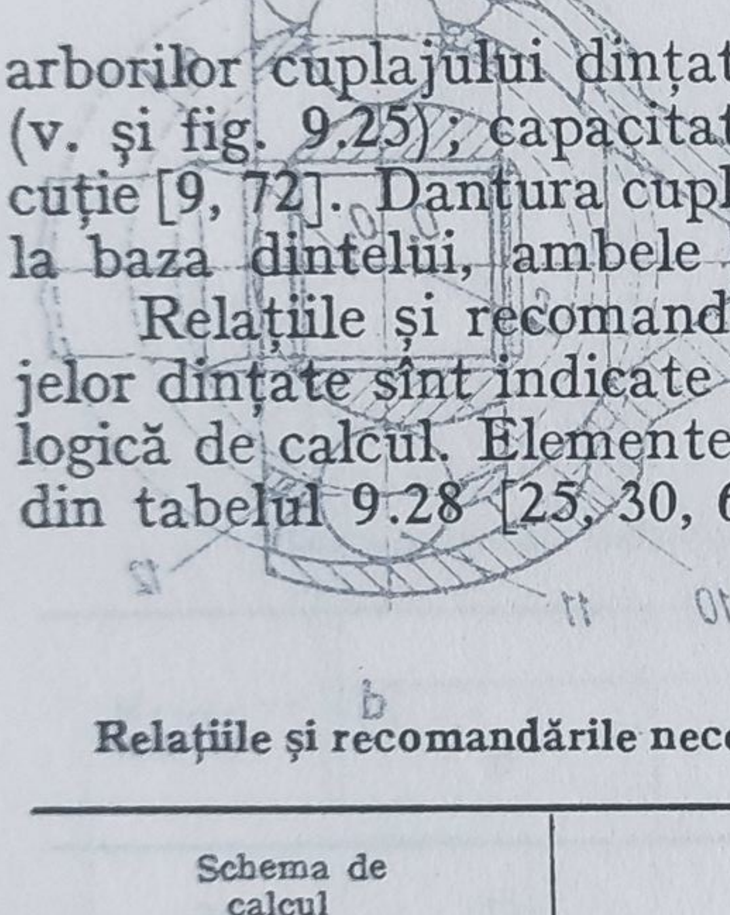
Fig. 9.21. Forma standardizată a cuplajului dințat, tip N.

Capacitatea portantă a dinților este influențată sensibil de înclinarea arborilor cuplajului dințat, micșorîndu-se mult cu creșterea acestei înclinări (v. și fig. 9.25); capacitatea portantă a dinților depinde de precizia de execuție [9, 72]. Dantura cuplajelor dințate este solicitată la contact și încovoiere, la baza dintelui, ambele solicitări avînd caracter de oboseală [3, 8, 45, 72].

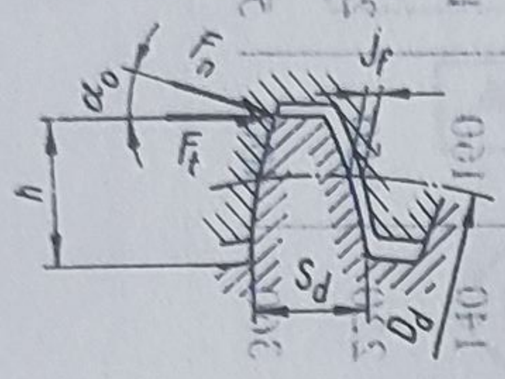
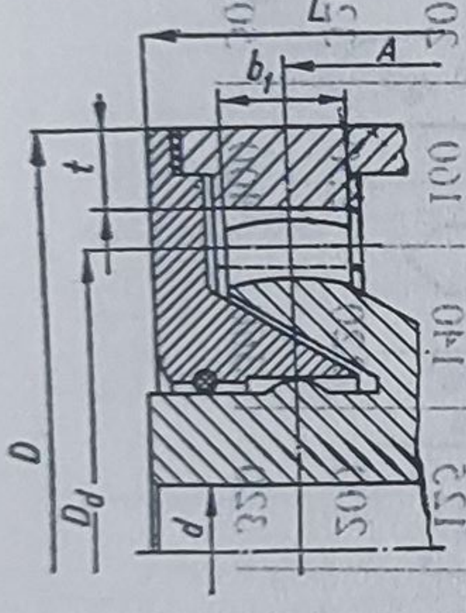
Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea cuplajelor dințate sînt indicate în tabelul 9.27, în fig. 9.22 fiind prezentată schema logică de calcul. Elementele geometrice se pot determina conform indicațiilor din tabelul 9.28 [25, 30, 67].

Tabelul 9.27

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea cuplajelor dințate [8, 25, 30]

Schema de calcul	Relațiile de calcul	Recomandări. Rezistențe admisibile
1	2	3
	*Solicitarea de contact:* $\sigma_{k\,max} = 0{,}456\sqrt{\frac{M_{to}E}{D_d^3 q_{ak} q_{zk} \cos\alpha_0}} \leqslant \sigma_{ak}$; (9.26) $M_{t\,cap\,k} = 4{,}8\frac{\sigma_{ak}^2}{E} D_d^3 q_{ak} q_{zk} \cos\alpha_0$ (9.27) *Solicitarea de încovoiere:* $\sigma_{i\,max} = \frac{4 M_{to}}{b_1 D_d^2 q_{ai} q_{zi}} \leqslant \sigma_{ai}$; (9.28) $M_{t\,cap\,i} = 0{,}25\, b_1 D_d^2 q_{ai} q_{zi} \sigma_{ai}$ (9.29)	σ_{ak}, σ_{ai} — conform recomandărilor de la calculul roților dințate (v. tabelul A.9 – 1) Conform [8]: $R_B = (0{,}3...0{,}5)\,R_d$ — — oțeluri călite; $R_B = (0{,}7...2{,}0)\,R_d$ — — oțeluri îmbunătățite $\overline{\Delta_t}$, din fig. 9.23 [8]

Tabelul 9.27 (continuare)

1	2		3
	*Parametrii din relaţiile* (9.26) – (9.29):		ΔF_{pb}, ΔF_{pm} – din tabelul 9.29, în funcţie de clasa de precizie
	$q_{a(k,i)} = 0{,}5 \dfrac{\delta^{0,45}_{(k,i)}}{\Delta^{0,45}_{i}}$;	(9.30)	
	$q_{z(k,i)} = 0{,}65 \dfrac{\delta^{0,75}_{(k,i)}}{\Delta F^{0,75}_{p\,max}}$;	(9.31)	m, z – conform fig. 9.24[8]
	$\delta_k = 9 \dfrac{\sigma^2_{ak} D_d}{k_m E z \lambda}$; $\delta_i = 2{,}9 \dfrac{\sigma_{ai} m^2}{k_m}$;	(9.32)	
	$k_m = 0{,}15 \left(\dfrac{b_1}{D_d}\right)^{0,25} \cdot \dfrac{D_d E}{z^{0,75}}$	(9.33)	Elementele geometrice se calculează conform tabelului 9.28 [30, 67]
	$\lambda = \dfrac{R_d}{R_B}$; $R_d = \dfrac{D_d}{2}$; $\Delta_t = \bar{\Delta}_t b_1$ [mm]	(9.34)	
	$\Delta F_{p\,max} = (0{,}3 \ldots 0{,}5)(\Delta F_{pb} + \Delta F_{pm})$	(9.35)	*Se recomandă* [8]:
	Stabilirea solicitării principale :*		$d/D_d = 0{,}45 \ldots 0{,}60$
	$\dfrac{\sigma^2_{ak}}{\sigma_{at}} \leqslant 0{,}35 \dfrac{E}{z} \lambda$ – solicitarea de contact	(9.36)	$b_1/D_d = 0{,}1 \ldots 0{,}17$
	$\dfrac{\sigma^2_{ak}}{\sigma_{at}} \geqslant 0{,}35 \dfrac{E}{z} \lambda$ – solicitarea de încovoiere	(9.36)	$t/D_d = 0{,}04 \ldots 0{,}095$
			$A/D_d = 0{,}8 \ldots 1{,}1$
			$L/d = 0{,}9 \ldots 1{,}2$ (9.37)

* În cazul materialelor cu $HB \leqslant 3500$ solicitarea preponderentă este solicitarea de contact, în cazul materialelor cu $HB > 350$ fiind solicitarea de încovoiere [8].

Tabelul 9.28

Elementele geometrice ale danturii cuplajului dinţat [67 etc.]

Denumirea elementului	Simbolul	Unitatea de măsură	Relaţia de calcul	
			Butuc	Manşon
Modulul de angrenare	m	mm	m	
Unghiul profilului de referinţă	α_0	grd	$\alpha_0 = 20°$	
Numărul de dinţi	z	–	$z_1 = z_2$	
Lăţimea danturii	b	mm	$b_1 \leqslant b_2$	
Diametrul de divizare	D_d	mm	$mz_1 = mz_2$	
Diametrul exterior	D_e	mm	$D_{e1} = m(z + 1{,}6)$	$D_{e2} = m(z - 2)$
Diametrul interior	D_i	mm	$D_{i1} = m(z - 2{,}5)$	$D_{i2} = m(z + 2)$
Înălţimea capului dintelui	h_a	mm	$0{,}8\,m$	m
Înălţimea piciorului dintelui	h_b	mm	$1{,}25\,m$	m
Înălţimea de contact	h_e	mm	$h_e \approx 1{,}2\,m$	
Raza de bombare	R_B	mm	$R_B = R_d$	$R_B = \infty$
			v. şi tabelul 9.27	
Jocul dintre flancuri	j_f	mm	$b_1 \cdot 10^{-3}$	

Tabelul 9.29

Erorile de divizare a butucului ΔF_{pb}, respectiv a manșonului ΔF_{pm} cuplajelor dințate, conform DIN 3962, în μm

Clasa de precizie	Modulul m, mm	Diametrul de divizare, mm				Modulul m, mm	Diametrul de divizare, mm					Modulul m mm,	Diametrul de divizare, mm				
		25—50	50—100	100—200	200—400		25—50	50—100	100—200	200—400	400—800		25—50	50—100	100—200	200—400	400—800
1	De la 0,6 până la 1,6	4	4,5	5	6	De la 1,6 până la 4	4,5	5	6	7	8	De la 4 la 10	5	6	6	7	9
2		6	6	7	9		6	7	8	9	11		8	8	9	11	12
3		8	9	10	12		9	10	11	14	16		11	12	12	14	18
4		11	12	14	16		12	14	16	18	22		14	16	18	22	25
5		16	18	20	25		18	20	22	25	32		22	25	25	32	36
6		22	25	28	36		25	28	32	36	45		28	32	36	40	50
7		32	36	40	50		36	40	45	50	63		40	45	50	63	71
8		45	50	56	71		50	56	63	71	90		63	63	71	80	100
9		63	71	80	100		71	80	90	100	126		80	90	100	125	140
10		100	110	125	160		110	125	140	160	200		140	140	160	180	220
11		160	180	200	230		180	200	220	250	320		220	220	250	280	360
12		250	280	320	400		280	320	360	400	500		320	360	400	500	560

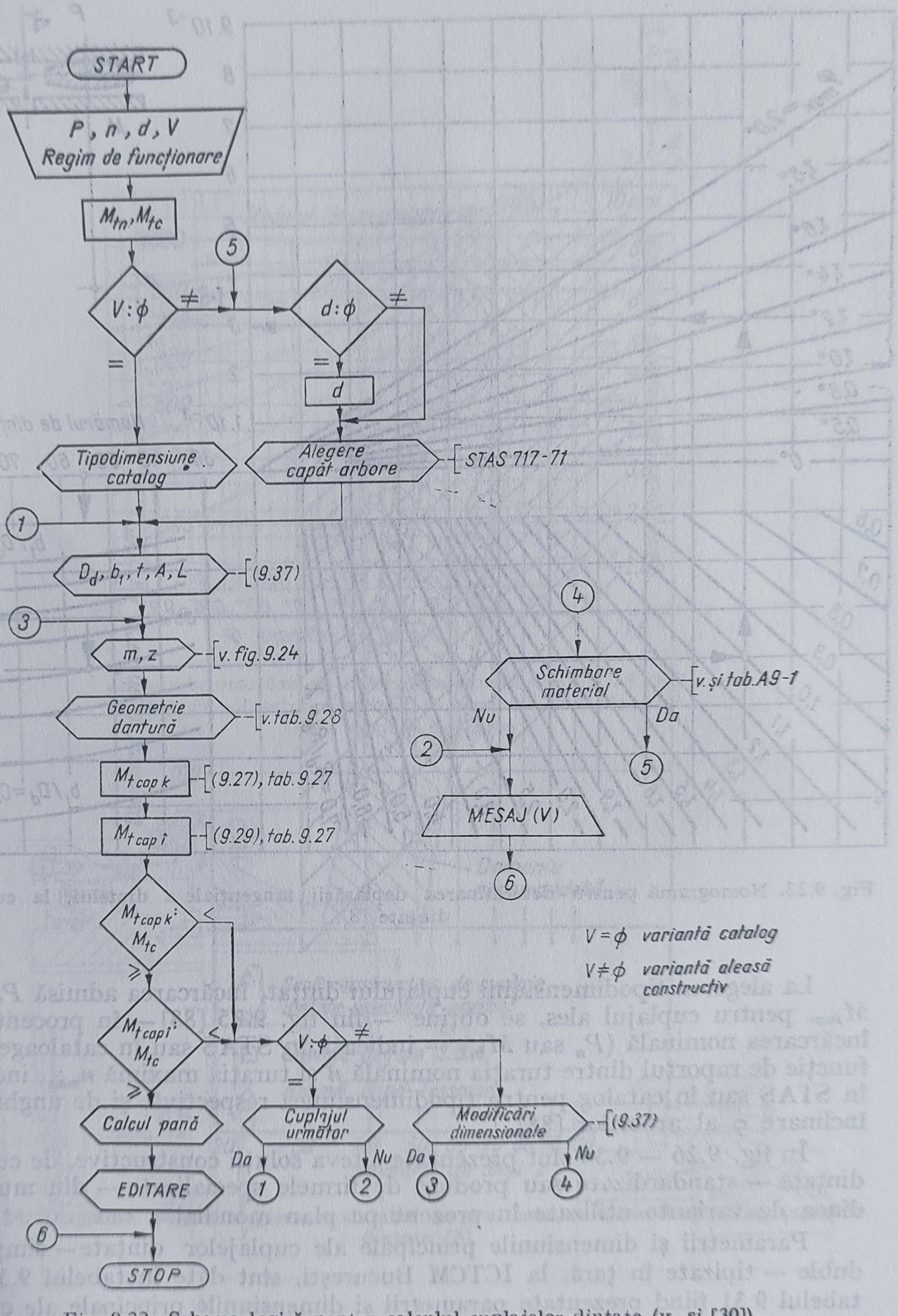


Fig. 9.22. Schema logică pentru calculul cuplajelor dințate (v. și [30]).

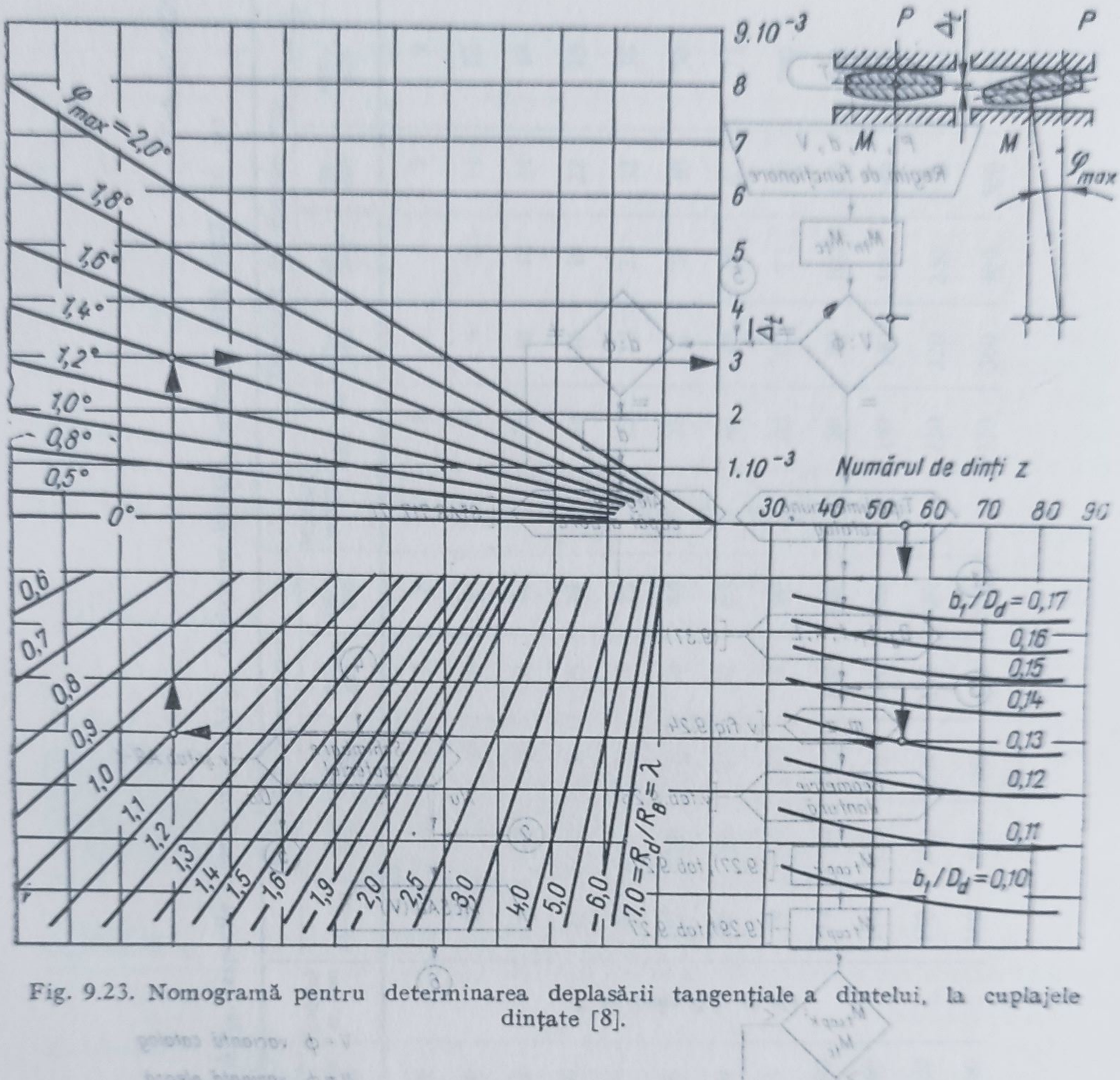


Fig. 9.23. Nomogramă pentru determinarea deplasării tangențiale a dintelui, la cuplajele dințate [8].

La alegerea tipodimensiunii cuplajului dințat, încărcarea admisă $P_{n\varphi}$ sau $M_{tn\varphi}$, pentru cuplajul ales, se obține —din fig. 9.25 [88]— în procente din încărcarea nominală (P_n sau M_{tn}) — indicată în STAS sau în cataloage — în funcție de raportul dintre turația nominală n și turația maximă n_{max}, indicată în STAS sau în catalog pentru tipodimensiunea respectivă, și de unghiul de înclinare φ al arborilor [88].

În fig. 9.26 — 9.34 sînt prezentate cîteva soluții constructive, de cuplaje dințate — standardizate sau produse de firmele specializate — din multitudinea de variante utilizate în prezent pe plan mondial.

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajelor dințate — simple și duble — tipizate în țară, la ICTCM București, sînt date în tabelul 9.30, în tabelul 9.31 fiind prezentate parametrii și dimensiunile principale ale cuplajelor dințate Bowex (v. fig. 9.34).

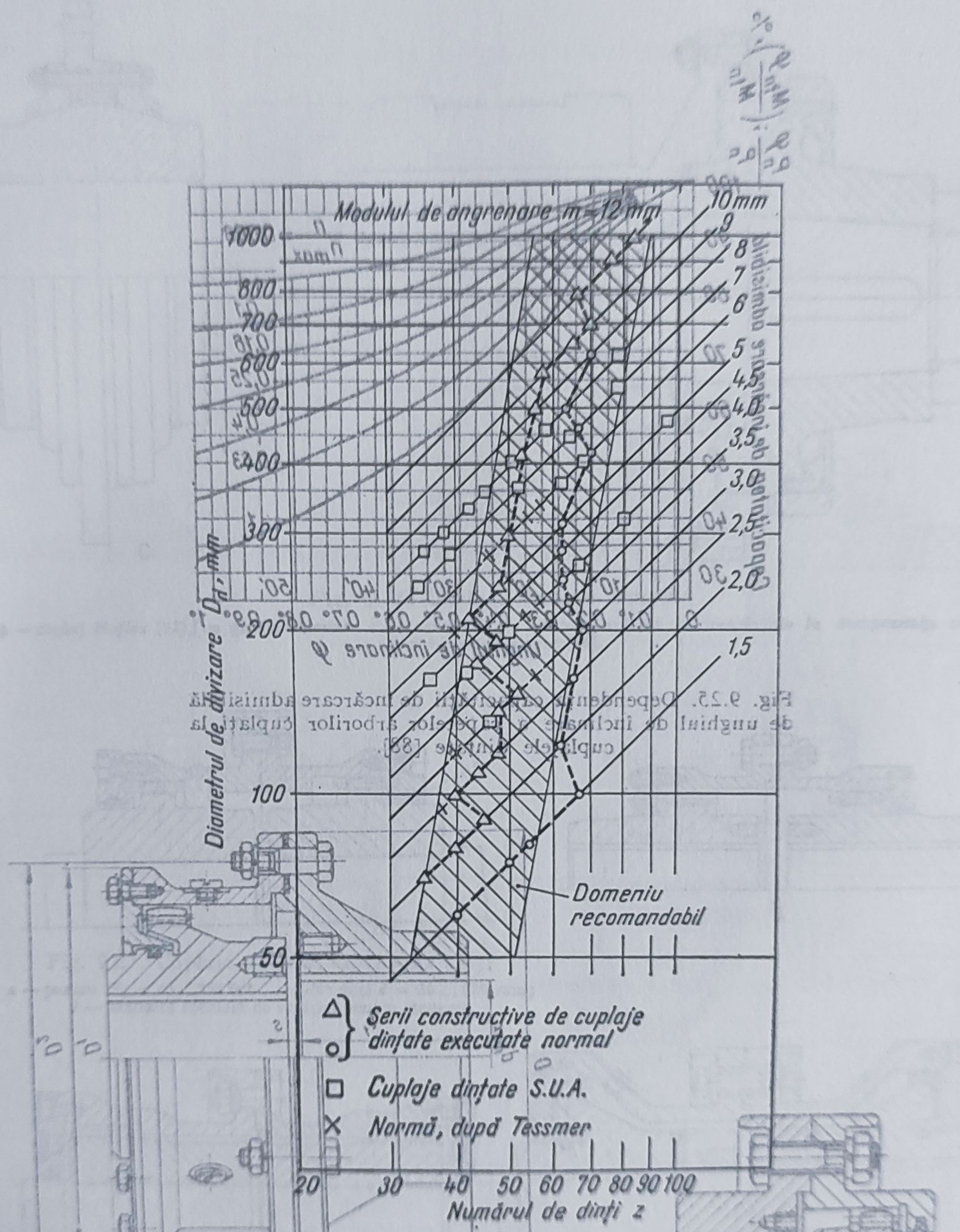


Fig. 9.24. Diagramă pentru alegerea modulului m și a numărului de dinți z la cuplajele dințate [8].

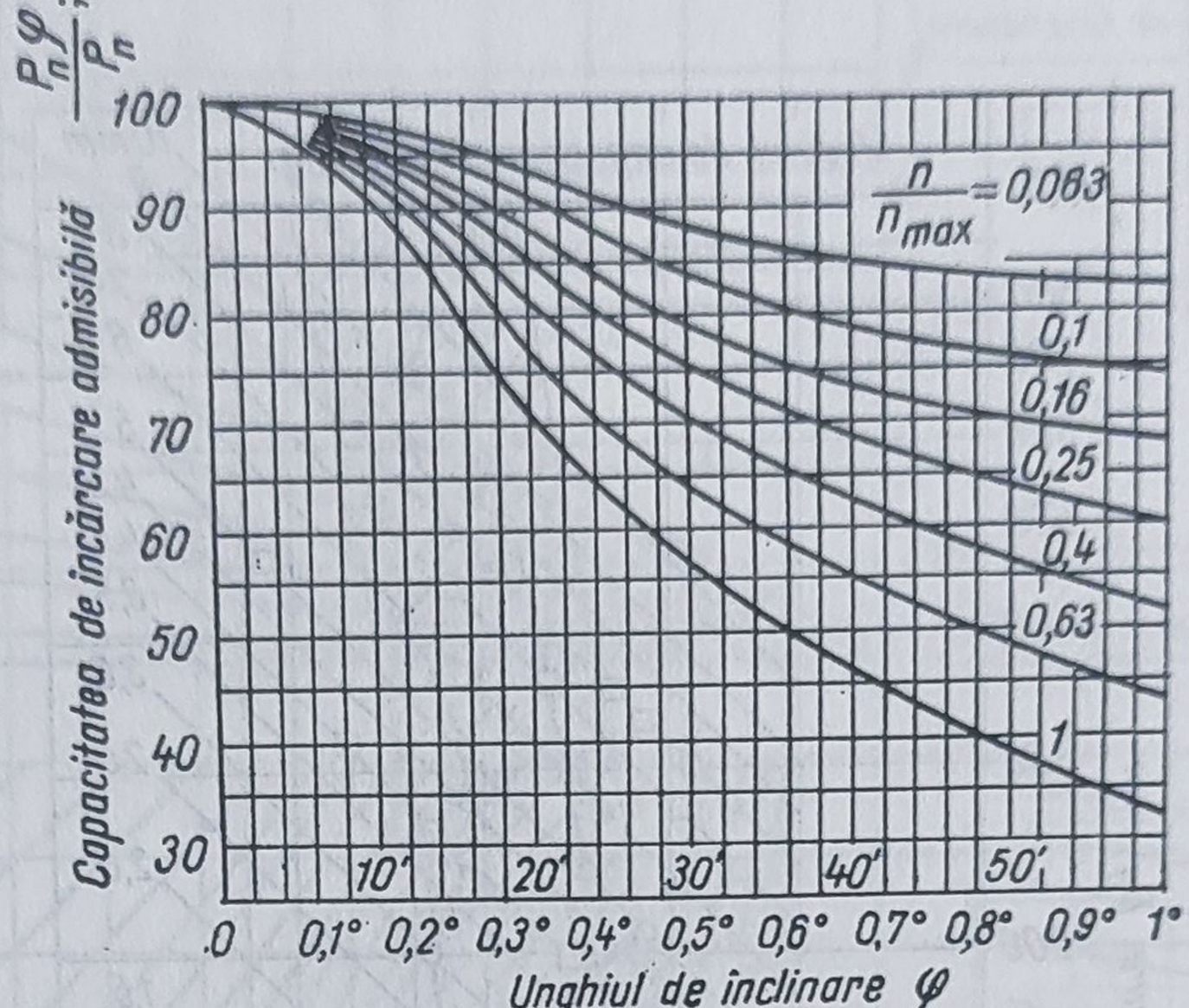


Fig. 9.25. Dependența capacității de încărcare admisibilă de unghiul de înclinare a capetelor arborilor cuplați la cuplajele dințate [88].

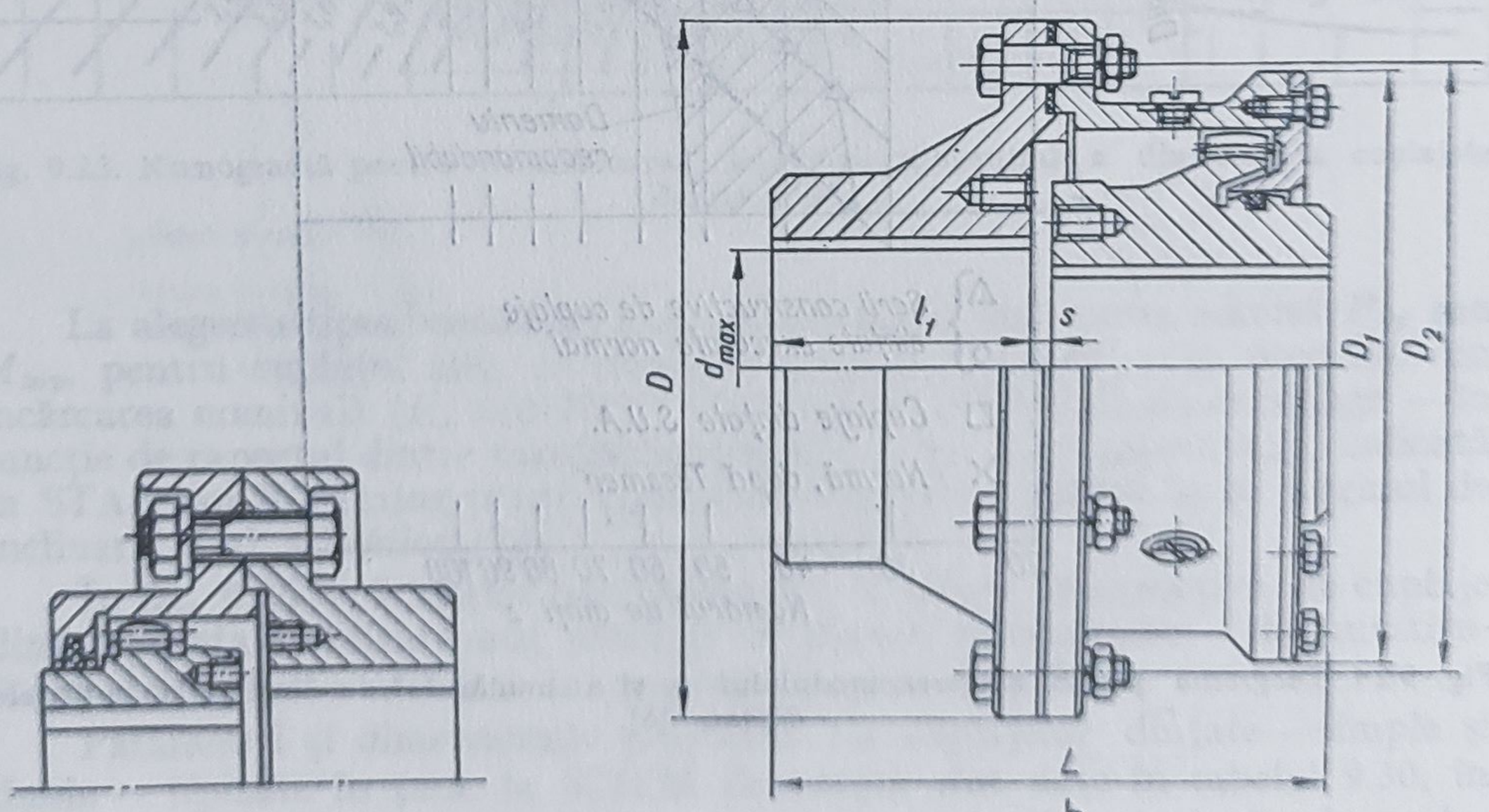


Fig. 9.26. Cuplaje dințate simple:
a — cuplaj *Crofts* [108]; *b* — cuplajul standardizat [75];

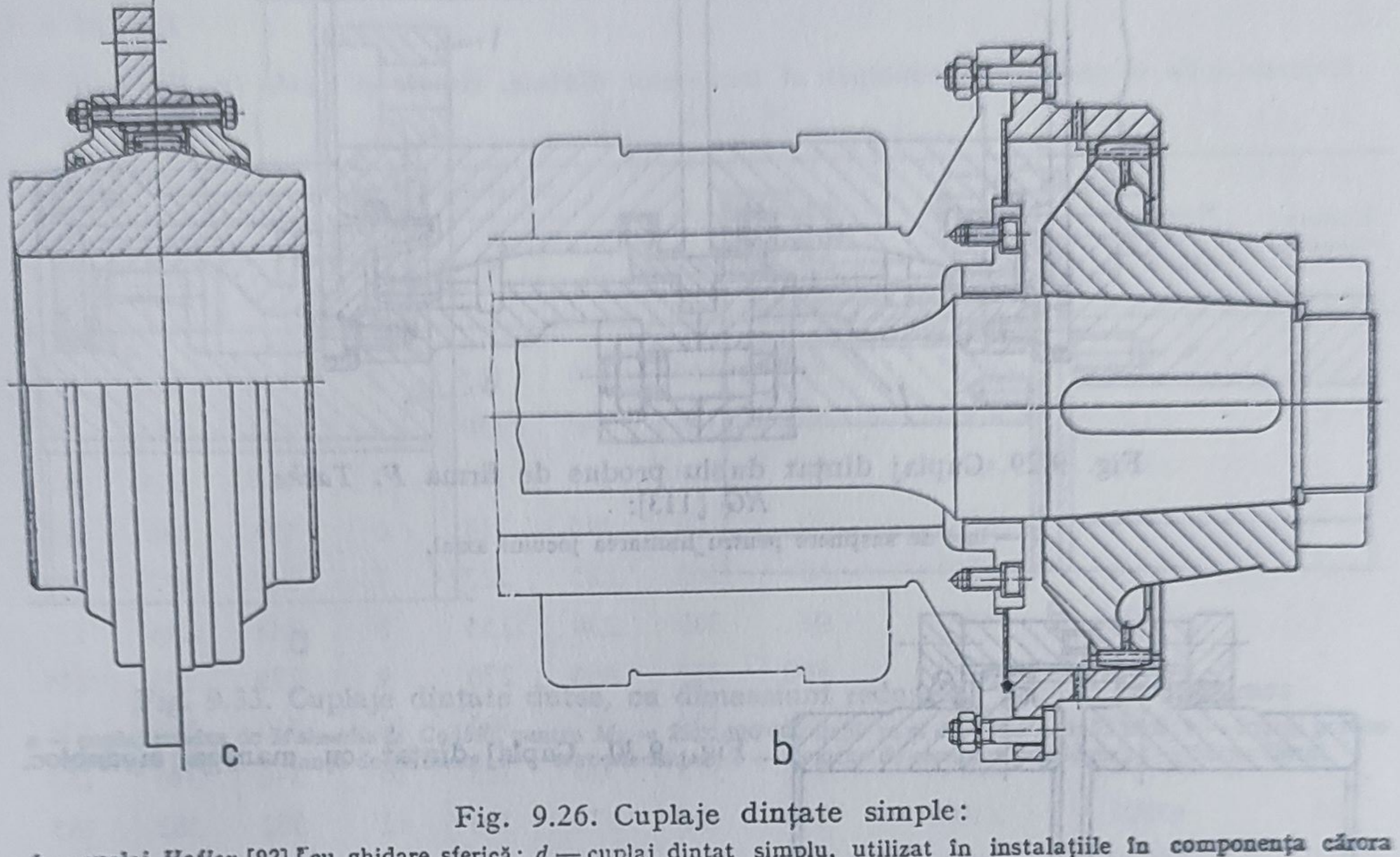


Fig. 9.26. Cuplaje dințate simple:
c — cuplaj *Hoflex* [92], cu ghidare sferică; *d* — cuplaj dințat simplu, utilizat în instalațiile în componența cărora intră bare de torsiune [96].

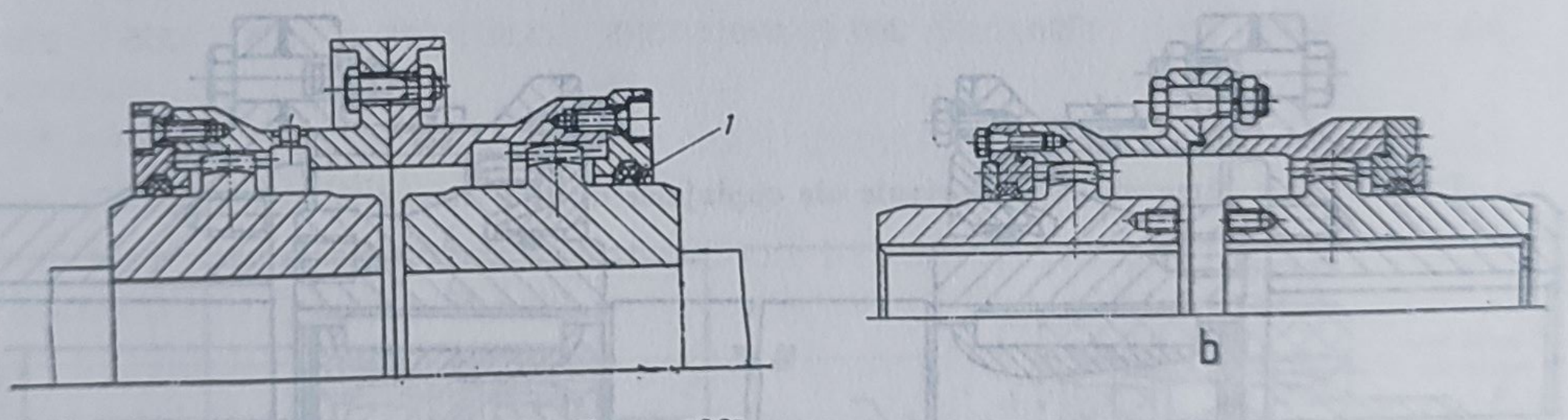


Fig. 9.27. Cuplaje dințate, tip *Zapex* [88]:
a — pentru $M_t = 43 ... 350\,000 ...$ daN · m și $d = 20 ... 820$ mm;
1 — manșetă specială de rotație, pentru etanșare.

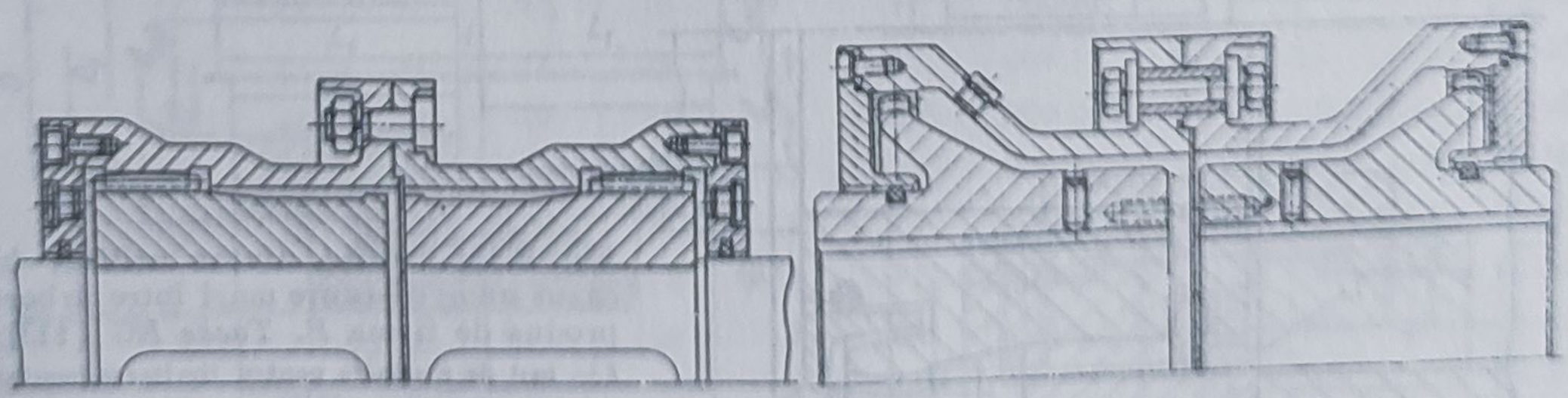


Fig. 9.28. Cuplaje dințate duble:
a — tip ZKF, produs de firma *Fried. Krupp* [96], caracterizat printr-o dantură mai lată a butucilor, comparativ cu a manșoanelor; *b* — tip *Dentilus* — VZG [98], cu manșetă specială de etanșare, utilizat pentru $M_t = 400...400 \cdot 10^4$ N · m și $d = 23...520$ mm; *c* — tip *Hoflex*, pentru $M_t = 50 ... 68000$ daN · m și $d = 26 ... 400$ mm [92].

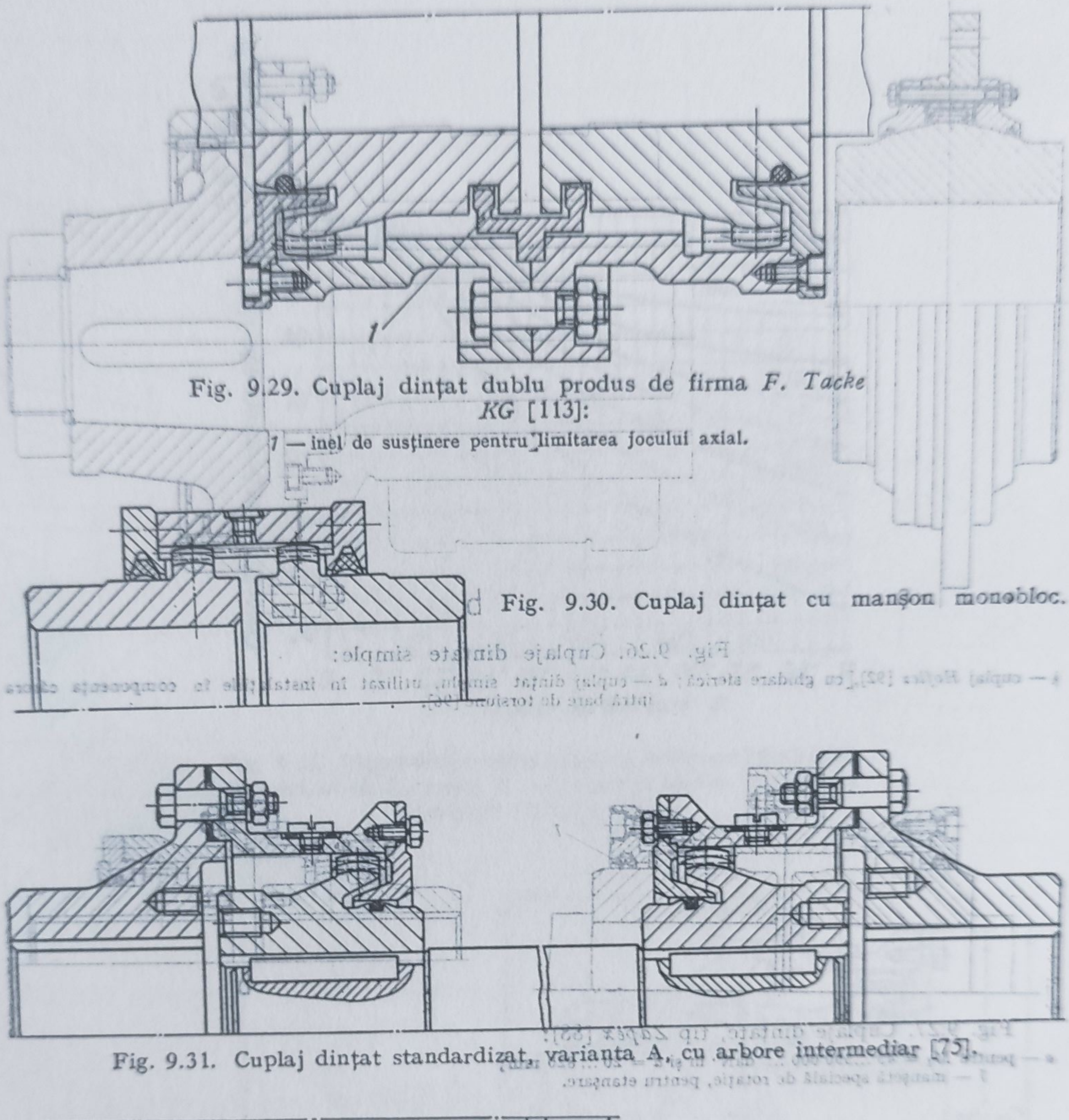


Fig. 9.29. Cuplaj dinţat dublu produs de firma *F. Tacke KG* [113]:
1 — inel de susţinere pentru limitarea jocului axial.

Fig. 9.30. Cuplaj dinţat cu manşon monobloc.

Fig. 9.31. Cuplaj dinţat standardizat, varianta A, cu arbore intermediar [75].

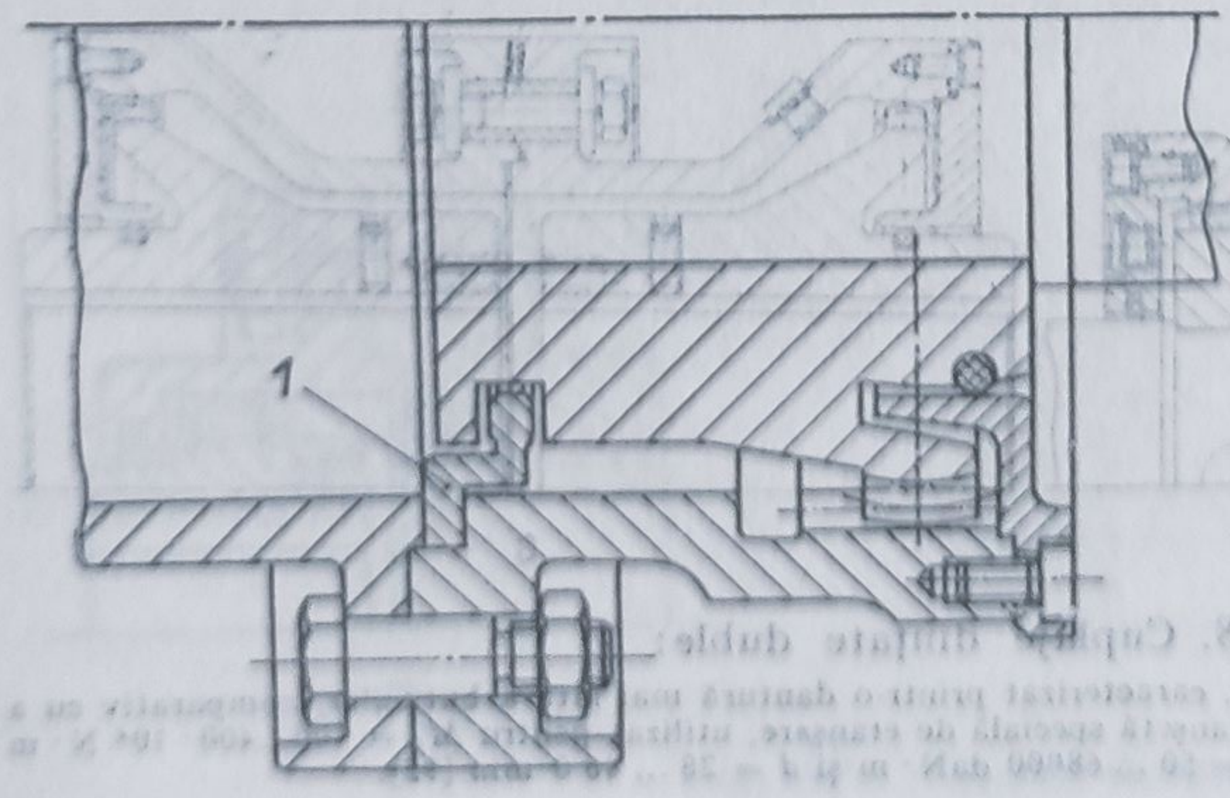


Fig. 9.32. Cuplaj dinţat utilizat în cazul unor distanţe mari între arbori produs de firma *F. Tacke KG* [113]:
1 — inel de susţinere pentru limitarea jocului axial.

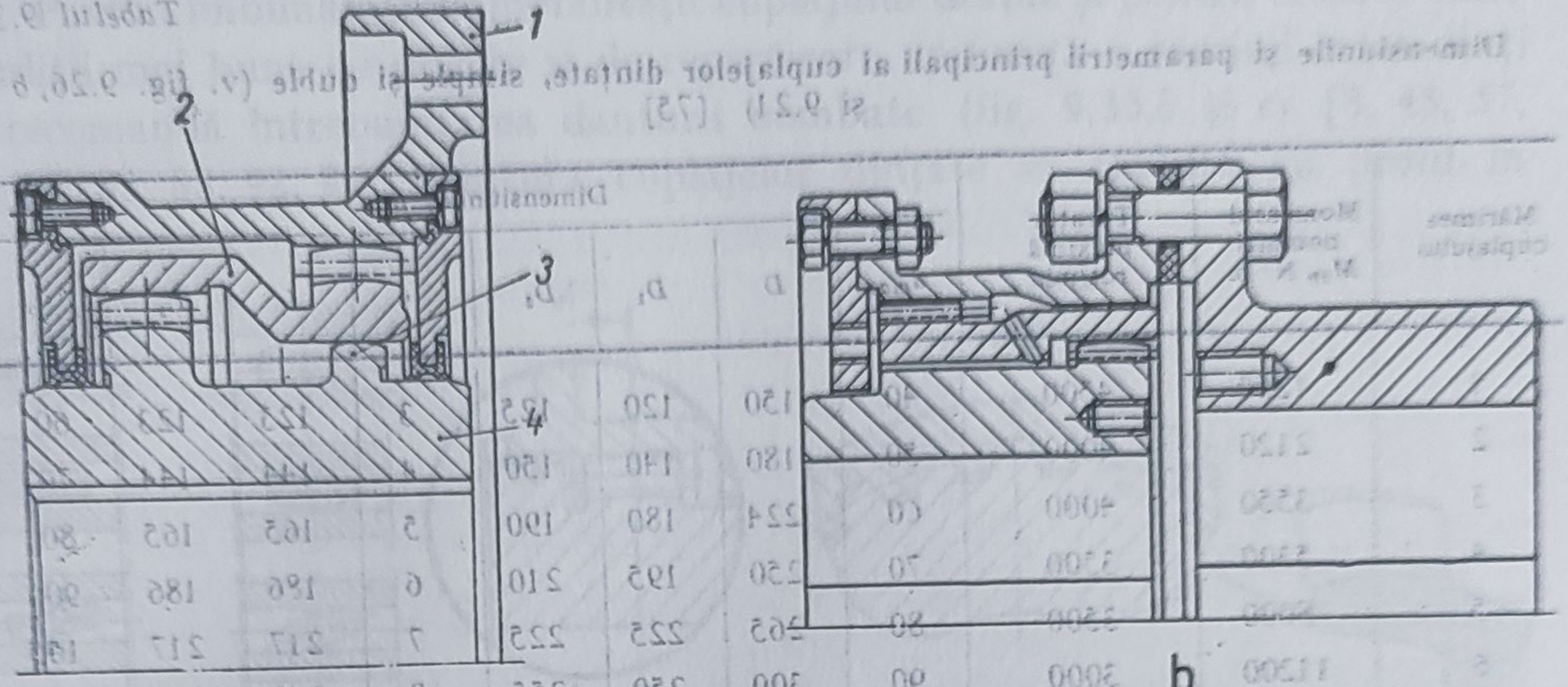


Fig. 9.33. Cuplaje dințate duble, cu dimensiuni reduse de gabarit pe lungime:
a — cuplaj produs de *Malmedie & Co* [59], pentru $M_t = 25 ... 400\ 000$ daN · m și $d = 124 ... 1855$ mm; *b* — cuplaj produs de *Crofts* [84]; *1* — flanșă de prindere; *2* — manșon dințat; *3* — element de centrare și ghidare; *4* — butuc dințat.

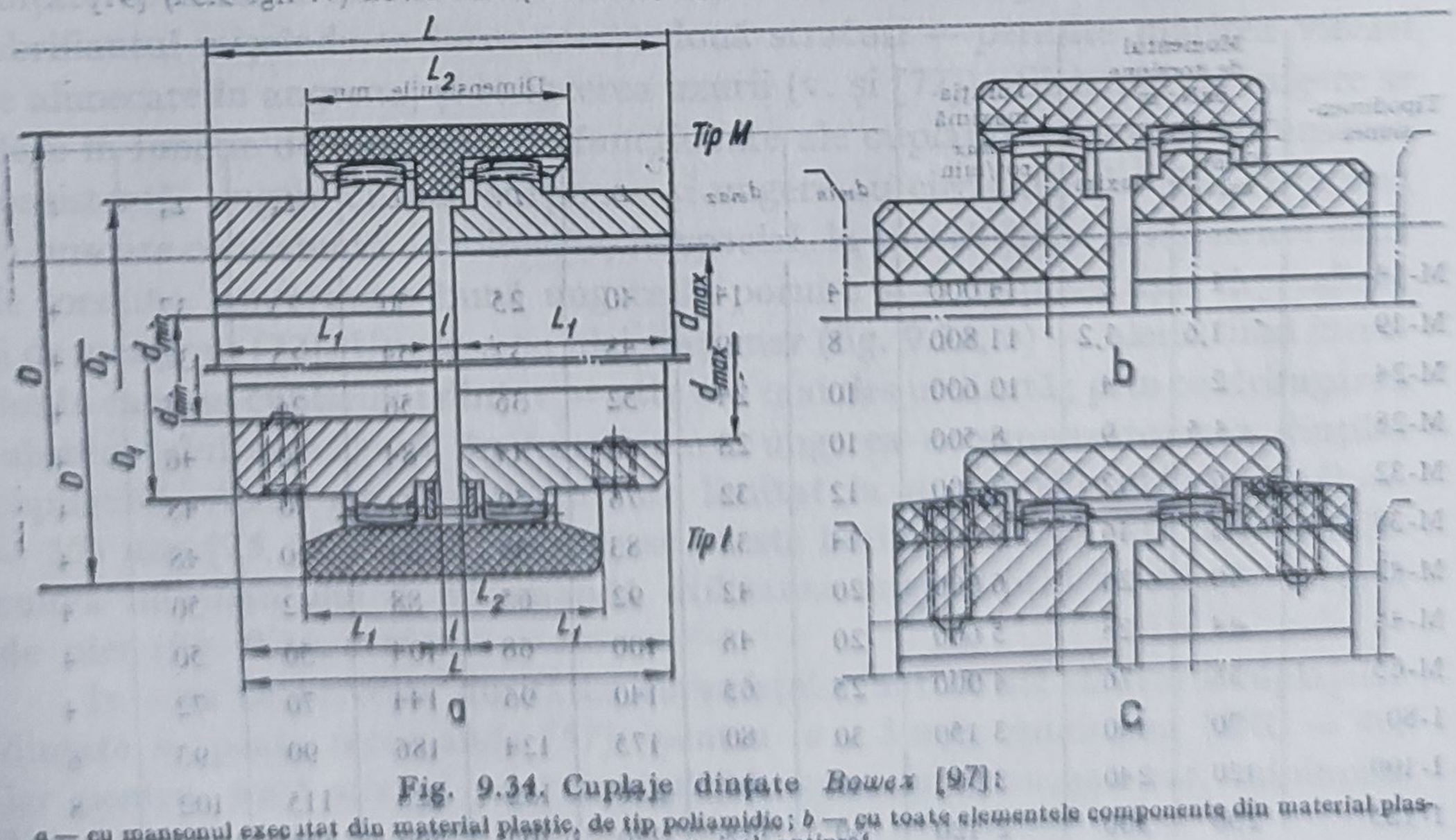


Fig. 9.34. Cuplaje dințate *Bowex* [97]:
a — cu manșonul executat din material plastic, de tip poliamidic; *b* — cu toate elementele componente din material plastic; *c* — cu inel antipraf.

Tabelul 9.30

Dimensiunile și parametrii principali ai cuplajelor dințate, simple și duble (*v. fig. 9.26, b* și 9.21) [75]

Mărimea cuplajului	Momentul nominal M_{tn} N · m	Turația maximă rot/min	Dimensiunile, mm							
			d_{max}	D	D_1	D_2	c	L	L_1	l_1
1	1250	4500	40	150	120	125	3	123	123	60
2	2120	4000	50	180	140	150	4	144	144	70
3	3550	4000	60	224	180	190	5	165	165	80
4	5300	3500	70	250	195	210	6	186	186	90
5	8000	3500	80	265	225	225	7	217	217	105
6	11200	3000	90	300	250	255	8	248	248	120
7	15000	3000	100	315	265	270	9	279	279	135
8	21200	2500	110	355	295	305	10	310	310	150
9	28000	2500	125	375	310	325	10	340	340	165
10	40000	2100	140	425	375	370	12	382	382	185
11	53000	2100	160	450	390	385	14	434	434	210
12	75000	1700	180	530	450	460	16	496	496	240
13	100000	1700	200	600	505	520	18	558	558	270

Tabelul 9.31

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajelor dințate Bowex (v. fig. 9.34) [97]

Tipodimensiunea	Momentul de torsiune daN · m		Turația maximă n_{max} rot/min	Dimensiunile, mm							
	Nominal	Maxim		d_{min}	d_{max}	D	D_1	L	L_1	L_2	l
M-14	1	2	14 000	4	14	40	25	50	23	37	4
M-19	1,6	3,2	11 800	8	19	48	32	54	25	37	4
M-24	2	4	10 600	10	24	52	36	56	26	41	4
M-28	4,5	9	8 500	10	28	66	44	84	40	46	4
M-32	6	12	7 500	12	32	76	50	84	40	48	4
M-38	8	16	6 700	14	38	83	58	84	40	48	4
M-42	10	20	6 000	20	42	92	65	88	42	50	4
M-48	44	28	5 600	20	48	100	68	104	50	50	4
M-65	38	76	4 000	25	65	140	96	144	70	72	4
I-80	70	140	3 150	30	80	175	124	186	90	93	6
I-100	120	240	3 000	40	100	210	152	228	115	102	8
I-125	250	500	2 120	50	125	270	192	290	140	134	10

Pentru îmbunătățirea mobilității cuplajului dințat și pentru crearea unor condiții mai bune de ungere și de repartizare uniformă a sarcinii între dinți se recomandă întrebuințarea danturii bombate (fig. 9.35,*b* și *c*) [8, 45, 57, 59, 67, 83, 88, 92, 97]. Dantura cuplajelor dințate se execută cu profil în

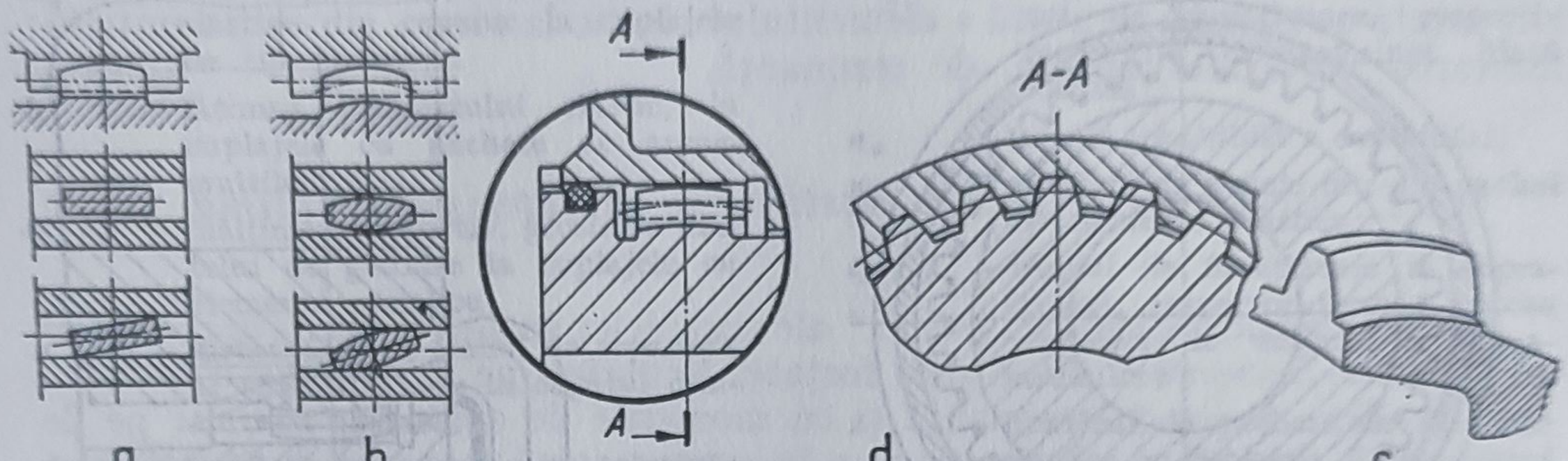


Fig. 9.35. Forma danturii cuplajelor dințate [59 etc.]:
a — dantură dreaptă; *b* — dantură bombată; *c* — forma dintelui bombat; *d* — forma contactului dinților [113].

evolventă, cu unghiul profilului de referință $\alpha = 20°$; uneori se folosește $\alpha = 25°$ sau chiar 30°[72]. Unele cuplaje dințate au dantura modificată, în special în cazul cînd manșonul se centrează pe diametrul de vîrf al danturii butucului.

O ungere corespunzătoare poate mări durata de funcționare a cuplajelor dințate. Utilizarea bisulfurii de molibden — care aderă pe flancurile dinților, lubrifiantul mișcîndu-se între aceste două straturi — permite mărirea vitezei de alunecare în angrenaj și reducerea uzurii (v. și [72]). Sistemul de ungere se alege în funcție de condițiile de funcționare ale cuplajului (ungere cu unsoare consistentă, ungere cu ulei staționar și ungere cu circulație de ulei). Ungerea cu unsoare consistentă se folosește, în special, la turații joase și momente mari de torsiune, asigurînd o bună ungere la pornire și o umplere ușor de realizat și de menținut [72]. Ungerea cu ulei staționar (fig. 9.36, *a*) — uleiul fiind introdus în carcasa cuplajului dințat — este cea mai des utilizată; prin centrifugarea lubrifiantului se asigură, în funcționare, ungerea corespunzătoare a dinților cuplajului. Acest tip de ungere este limitat la $n = 5\,500$ rot/min și $D = 300$ mm [25, 72]. Cînd se depășesc aceste limite sau cînd este dificilă înlocuirea lubrifiantului se recomandă utilizarea ungerii prin circulație forțată de ulei (fig. 9.36, *b* și *c*).

În ceea ce privește duritatea suprafețelor active ale danturii cuplajelor dințate se poate recomanda [57]: pentru $v > 5$ m/s, minimum HRC = 40, iar pentru $v \leqslant 5$ m/s și pentru cuplajele care funcționează rar, minimum HB = 280.

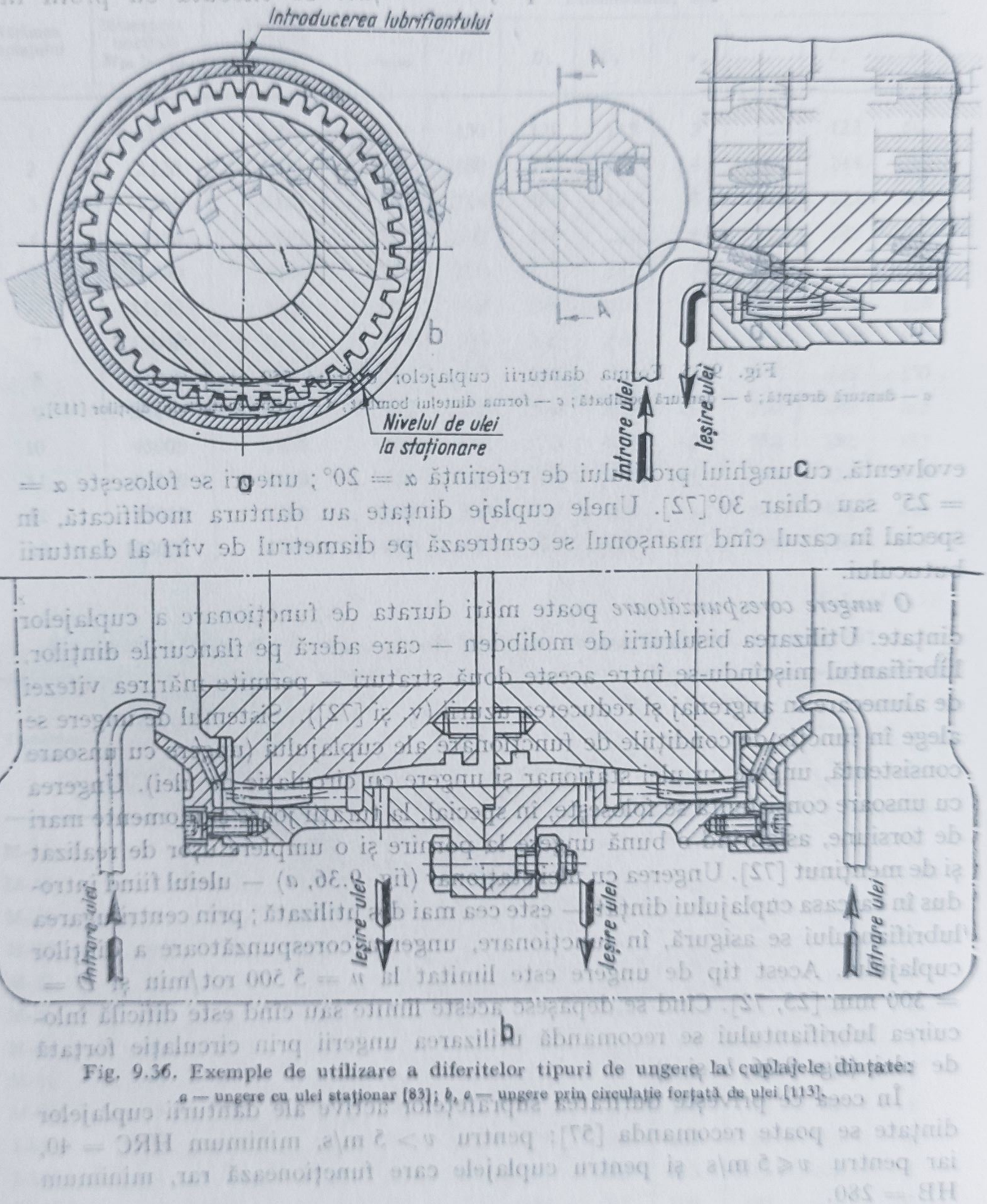


Fig. 9.36. Exemple de utilizare a diferitelor tipuri de ungere la cuplajele dințate:
a — ungere cu ulei staționar [83]; *b*, *c* — ungere prin circulație forțată de ulei [113].

9.4. Cuplaje permanente mobile cu elemente intermediare elastice

Notaţii specifice

A_0 — aria secţiunii iniţiale a elementelor elastice din cauciuc la cuplajele de tip Holset;

b — lăţimea elementului elastic, la cuplajele cu pachete de arcuri multilamelare;

b_3, h_3 — înălţimea, respectiv, grosimea dintelui de ghidare la cuplajele cu elemente metalice;

c — distanţa de la planul de separaţie al semicuplajelor la capătul danturii de ghidare;

d — gradul de amortizare relativă; diametrul arborilor semicuplajelor;

d_1 — diametrul arcurilor bară la cuplajele de tip *Forst*;

D_a — diametrul exterior al arcului la cuplajele de tip *Cardeflex*;

D_0 — diametrul de dispunere a elementelor elastice;

E_0, E_1 — modulul de elasticitate al elementului elastic în stare liberă, respectiv în stare precomprimată;

h — grosimea elementului elastic la cuplajele cu elemente metalice; grosimea elementului elastic, după precomprimare, la cuplajele de tip *Holset*;

h_0 — grosimea iniţială a elementelor din cauciuc la cuplajele de tip *Holset*;

H_1 — înălţimea arcului la montaj (precomprimat) la cuplajele de tip *Cardeflex*;

I_e — momentul de inerţie al unui element elastic;

J_{ech} — momentul de inerţie echivalent al sistemului mecanic;

k, k' — caracteristici (constante) elastice;

k_a — rigiditatea arcului elicoidal la cuplajele de tip *Cardeflex*;

k_0 — rigiditatea iniţială;

K — coeficient de neuniformitate a încărcării ($K = 0{,}75 \ldots 0{,}85$);

m — coeficientul unghiular al asimptotei *curbei spectrale* [25, 27];

M_b — amplitudinea maximă a momentului de torsiune oscilant;

M_0, M_{or} — amplitudinea momentului în punctul de funcţionare, respectiv momentul de referinţă (dată iniţială);

n_a — turaţia admisibilă a cuplajului;

n_l — numărul de lamele într-un pachet de elemente elastice;

t_s, t_{as} — timpul de funcţionare în suprasarcină, respectiv timpul maxim admisibil de acţiune a suprasarcinilor;

z — numărul de pachete de elemente elastice la cuplajele *Forst*, *Elcard* şi radiale; numărul de dinţi de ghidare la cuplajul *Bibby*; numărul de segmenţi de pe un semicuplaj la cuplajul *Cardeflex*; numărul de gheare de pe un semicuplaj la cuplajul *Holset*;

x_i — abscisa punctului curent i de pe curba de ghidare;

$y(x_i)$ — ordonata curentă a punctului i de pe curba de ghidare;

$y'(x_i) = C_{1i}$ — panta fibrei medii deformate în punctul i de reazem;

$W_{c\,max}$ — capacitatea de acumulare a încrului mecanic de deformaţie;

β — coeficientul dinamic (factorul de amplificare);

δ_i — deformaţia elementului elastic corespunzător rezemării acestuia în punctul i de reazem;

δ_0 — compriimarea iniţială a arcurilor elicoidale, la cuplajele de tip *Cardeflex*;

φ, φ_0 — unghiul de rotire relativă a semicuplajelor, amplitudinea unghiulară iniţială;

φ_A — unghiul maxim admisibil — de răsucire — al arborelui conducător sau condus;

$\varphi_{1,2}$ — valorile unghiurilor de răsucire relativă a semicuplajelor la încărcare respectiv, la descărcare;

φ_n — valoarea curentă a unghiului de răsucire relativă (corespunzător momentului nominal);

φ_{max} — unghiul maxim de răsucire al semicuplajelor.

Aceste cuplaje — denumite uzual *cuplaje elastice* — permit compensarea abaterilor la dispunerea arborilor cuplaţi, asigurînd — în acelaşi timp — amortizarea şocurilor şi vibraţiilor torsionale.

Rolul principal al cuplajelor elastice constă în: atenuarea şocurilor torsionale — care apar ca urmare a funcţionării neuniforme a maşinii — prin acumularea elastică temporară a lucrului mecanic şi redarea acestuia sistemului, printr-o revenire treptată a elementului elastic la forma şi poziţia iniţială; limitarea vibraţiilor nocive, de rezonanţă.

9.4.1. *Alegerea cuplajelor elastice cu caracteristică optimă*

Caracteristicile elastice optime * ale cuplajelor se aleg pe baza *diagramelor amplitudine-frecvenţă* a vibraţiilor forţate, asigurînd pe de o parte o funcţionare în afara zonei de rezonanţă şi cu momente de oscilaţie mici, iar pe de altă parte — un timp de funcţionare în suprasarcină mai mic decît valoarea admisibilă.

Schemele etapelor procesului de proiectare a unor cuplaje elastice sînt prezentate în fig. 9.37.

Metodica de alegere a cuplajelor elastice, indicată în tabelul 9.32 [25—27, 31, 60], constă în determinarea tipului de caracteristică elastică a cuplajului — liniară sau neliniară — precum şi în stabilirea parametrilor de calcul ai caracteristicii (rigiditate etc.). S-au adoptat următoarele criterii de optimizare [31]: turaţia în punctul de funcţionare mai mare decît turaţia de referinţă; momentul de torsiune M_f, în punctul de funcţionare, mai mic decît valoarea admisibilă rezultată din condiţia de rezistenţă la oboseală a materialului lamelelor; timpul de funcţionare în suprasarcină — la trecerea prin zona de rezonanţă — să fie mai mic comparativ cu timpul maxim admisibil de acţiune a suprasarcinilor. Se recomandă următoarea succesiune a etapelor în vederea determinării tipului optim de caracteristică elastică: se caută iniţial o caracteristică liniară şi apoi una neliniară, cuplajele cu caracteristică liniară avînd un cost mai redus [31].

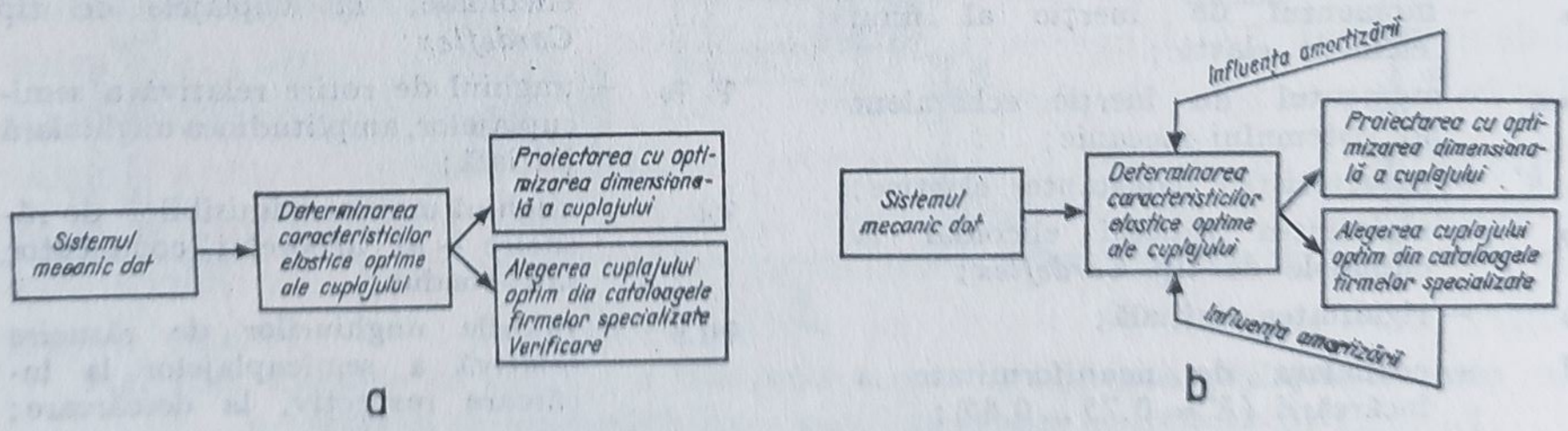


Fig. 9.37. Schemele etapelor procesului de proiectare a cuplajelor elastice [26, 31].

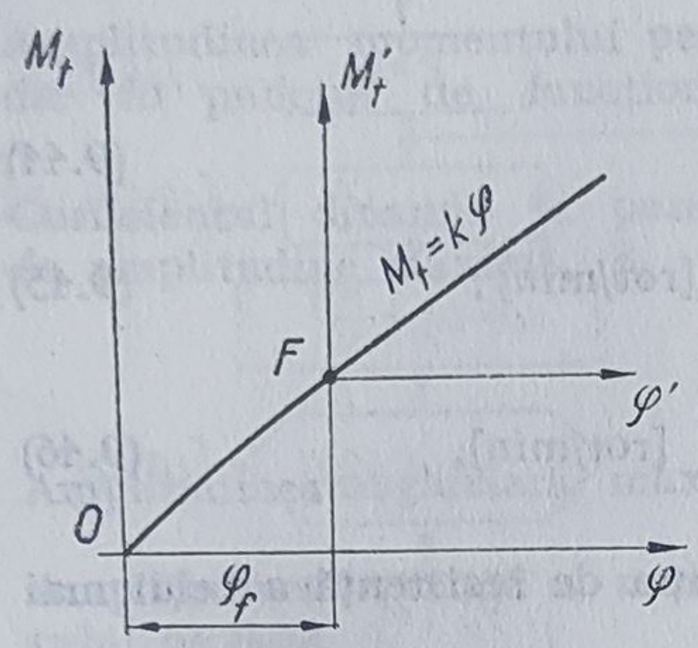
---

* *Caracteristica elstică* a cuplajelor este definită ca fiind variaţia momentului de torsiune în funcţie de unghiul de rotire [25].

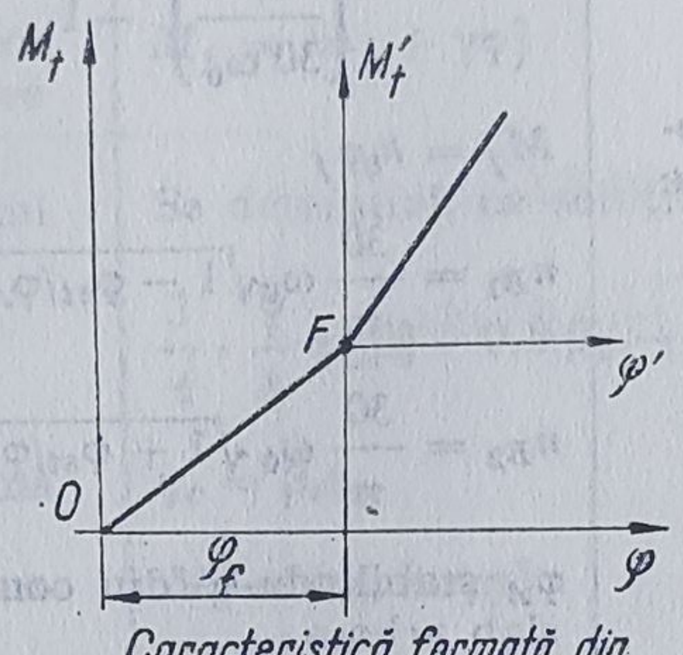
Tabelul 9.32

Metodica de alegere a cuplajelor elastice, cu caracteristică optimă [25, 27, 31, 60]

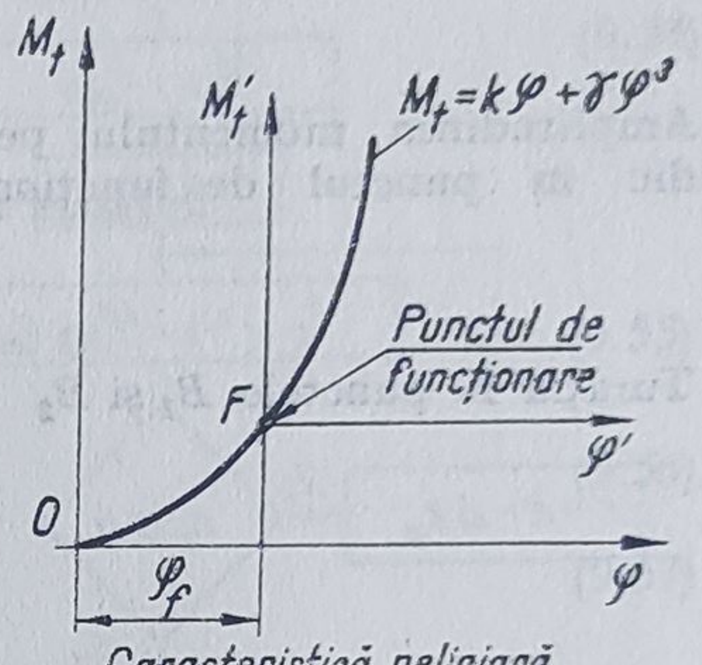
Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări



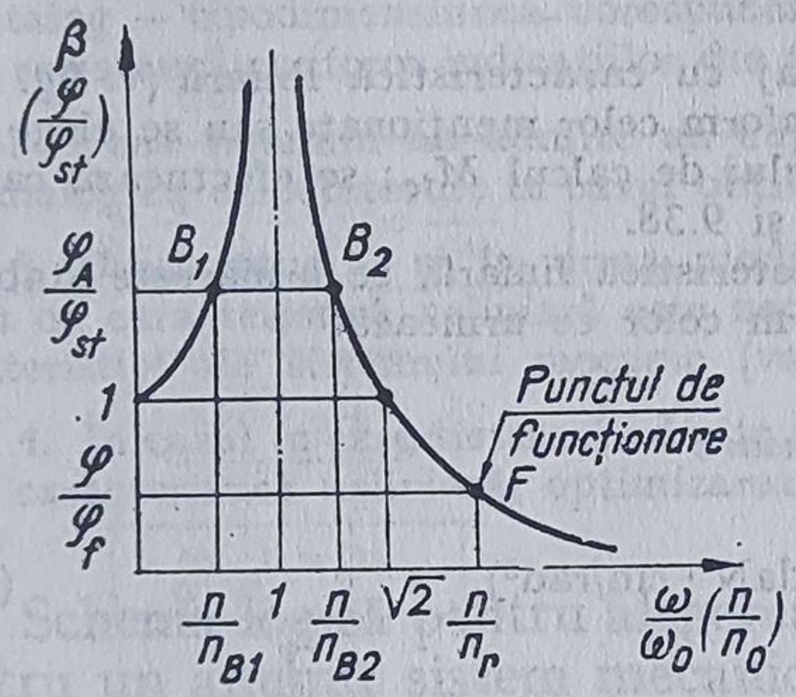
Caracteristică liniară



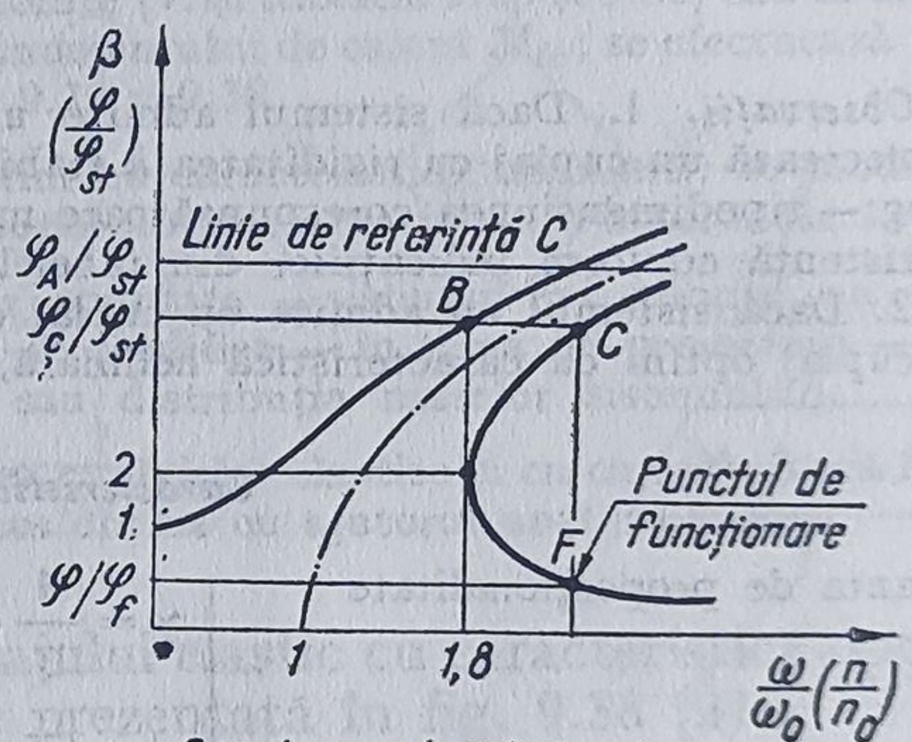
Caracteristică formată din linii frînte



Caracteristică neliniară



Cazul caracteristicii liniare



Cazul caracteristicii neliniare

Caracteristică liniară

Momentul de inerție echivalent al sistemului	$J_{ech} = J_1 J_2/(J_1 + J_2)$ (9.38)
Timpul de accelerare de la $n = 0$ la n, t_A Timpul de frînare de la n la $n=0$, t_F	t_A și t_F se calculează în funcție de mașina antrenoare (motorul) utilizată
Timpul maxim admisibil, de acțiune a suprasarcinilor, în s, t_a	$t_a = \pi/2 \sqrt{J_{ech}/k_0}$, (9.39) cu $k_0 = 5 \cdot 10^5$ daN · cm/rad [31]
Amplitudinea unghiulară statică	$\varphi_{st} = M_{tn}/J_1\omega_0^2$, [rad] (9.40) $\omega_0 = \sqrt{k_0/J_{ech}}$; $\varphi_{st}^{[grd]} = \varphi_{st}^{[rad]}$ 180/π (9.41)
Turația de referință	$n_r = \frac{30\sqrt{2}}{\pi}\omega_0 < n$ (9.42)

Tabelul 9.32 (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări
Amplitudinea unghiulară a vibraţiei în punctul de funcţionare	$\varphi_f = \varphi_{st} \dfrac{1}{\sqrt{\left(\dfrac{\pi n}{30\,\omega_0}\right)^2 - 1}}$ [rad] (9.43)
Amplitudinea momentului periodic în punctul de funcţionare	$M_f = k_0 \varphi_f$ (9.44)
Turaţia în punctele B_1 şi B_2	$n_{B1} = \dfrac{30}{\pi} \omega_0 \sqrt{1 - \varphi_{st}/\varphi_A}$ [rot/min]; (9.45)
	$n_{B2} = \dfrac{30}{\pi} \omega_0 \sqrt{1 + \varphi_{st}/\varphi_A}$ [rot/min], (9.46)
	φ_A stabilindu-se din condiţia de rezistenţă a celui mai slab arbore
Timpul de funcţionare în suprasarcină, în s	$t_s = \max\left[\dfrac{n_{B1} - n_{B2}}{n} t_A,\ \dfrac{n_{B2} - n_{B1}}{n} t_f\right] < t_{as}$ (9.47)

Observaţii. 1. Dacă sistemul admite un cuplaj cu caracteristică liniară (v. fig. 9.38): se proiectează un cuplaj cu rigiditatea k stabilită conform celor menţionate sau se alege — din catalog — tipodimensiunea corespunzătoare momentului de calcul M_{tc}; se efectuează calculul de rezistenţă conform indicaţiilor din tabelele 9.33 şi 9.38.

2. Dacă sistemul nu admite un cuplaj cu caracteristică liniară, se urmăreşte stabilirea unui cuplaj optim cu caracteristică neliniară, conform celor ce urmează.

Caracteristică neliniară

Constanta de proporţionalitate	$\gamma = \dfrac{4}{3} \cdot \dfrac{J_{ech}}{m^2}$ [daN · cm/rad³], (9.48)
	cu $\dfrac{\sqrt{3}}{3} \leqslant m \leqslant 1$; (9.49)
Turaţia de referinţă	$n_r = \dfrac{30}{\pi} 1{,}8\,\omega_0 < n$, (9.50)
	cu $\omega_0 = \sqrt{\dfrac{k_0}{J_{ech}}}$, adoptînd o valoare iniţială $k_0 = 3{,}5 \cdot 10^5$ daN · cm/rad [31]
Coeficientul dinamic în punctul de funcţionare β_F	Se determină ca soluţie a ecuaţiei $\dfrac{3}{4} \cdot \dfrac{\gamma}{k_0} \varphi_{st}^2 \beta_F^3 + \left[1 - \left(\dfrac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right] \beta_F - 1 = 0$ (9.51)
Amplitudinea unghiulară iniţială	Se determină ca soluţie a ecuaţiei $\dfrac{3}{4} \cdot \dfrac{\gamma}{k_0} \varphi_0^3 + \varphi_0 - \varphi_{st} = 0$ (9.52)

Tabelul 9.32 (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări	
Amplitudinea unghiulară a vibraţiei în punctul de funcţionare	$\varphi_f = \beta_F \varphi_0$	(9.53)
Amplitudinea momentului periodic în punctul de funcţionare	$M_f = k\varphi_f + \gamma\varphi_f^3$	(9.54)
Coeficientul dinamic în punctul de amplitudine maximă, β_c	Se determină ca soluţie a ecuaţiei $\frac{3}{4} \cdot \frac{\gamma}{k} \varphi_{st}^2 \beta_c^2 + 0{,}8\beta_c - 1 = 0$	(9.55)
Amplitudinea unghiulară maximă	$\varphi_c = \beta_c \varphi_0$	(9.56)
Amplitudinea maximă a momentului oscilant	$M_c = k\varphi_c + \gamma\varphi_c^3$	(9.57)

OBSERVAŢII. 1. Dacă sistemul admite un cuplaj optim cu caracteristică neliniară (v. fig. 9.38): se proiectează un cuplaj cu k şi γ stabilite (v. şi tabelele 9.33 şi 9.38) sau se alege — din catalog — tipodimensiunea corespunzătoare momentului de calcul M_{tc}; se efectuează calculul de rezistenţă conform indicaţiilor din tabelele 9.33 şi 9.38.

2. Dacă sistemul nu admite un cuplaj optim cu caracteristică neliniară: se modifică γ prin dialog cu calculatorul; în cazul obţinerii soluţiei optime este valabilă observaţia 1.

3. Dacă totuşi — şi în urma modificărilor enunţate — sistemul nu admite un cuplaj optim cu caracteristică neliniară este necesar să se modifice — în tema de proiectare — unele caracteristici ale sistemului mecanic (valoarea sau distribuţia maselor sistemului).

4. În cazul în care sistemul admite utilizarea cuplajelor elastice şi cu caracteristică liniară şi cu caracteristică neliniară, optimizarea se poate obţine cu ajutorul analizei valorii.

Schema logică pentru alegerea cuplajului elastic cu caracteristică optimă, pentru un anumit sistem mecanic, este prezentată în fig. 9.38 [31].

Utilizarea cuplajului elastic fără amortizare — sau cu amortizare neglijabilă — este acoperitoare, din punctul de vedere al comportării la vibraţii, comparativ cu cuplajele cu amortizare. Prin urmare, se vor considera caracteristici elastice optime, caracteristicile cuplajelor fără amortizare. După dimensionarea sau alegerea cuplajelor din cataloagele firmelor specializate se pot efectua rectificări mici ale caracteristicilor elastice ale cuplajelor luînd în considerare influenţa amortizării (v. fig. 9.37, b).

9.4.2. *Cuplaje elastice cu elemente intermediare metalice*

Elementele elastice metalice sînt mult mai durabile — comparativ cu elementele elastice nemetalice — permiţînd executarea de cuplaje cu dimensiuni mici de gabarit şi cu capacitate mare de încărcare. Se utilizează — preferenţial — pentru transmiterea de momente mari de torsiune [25].

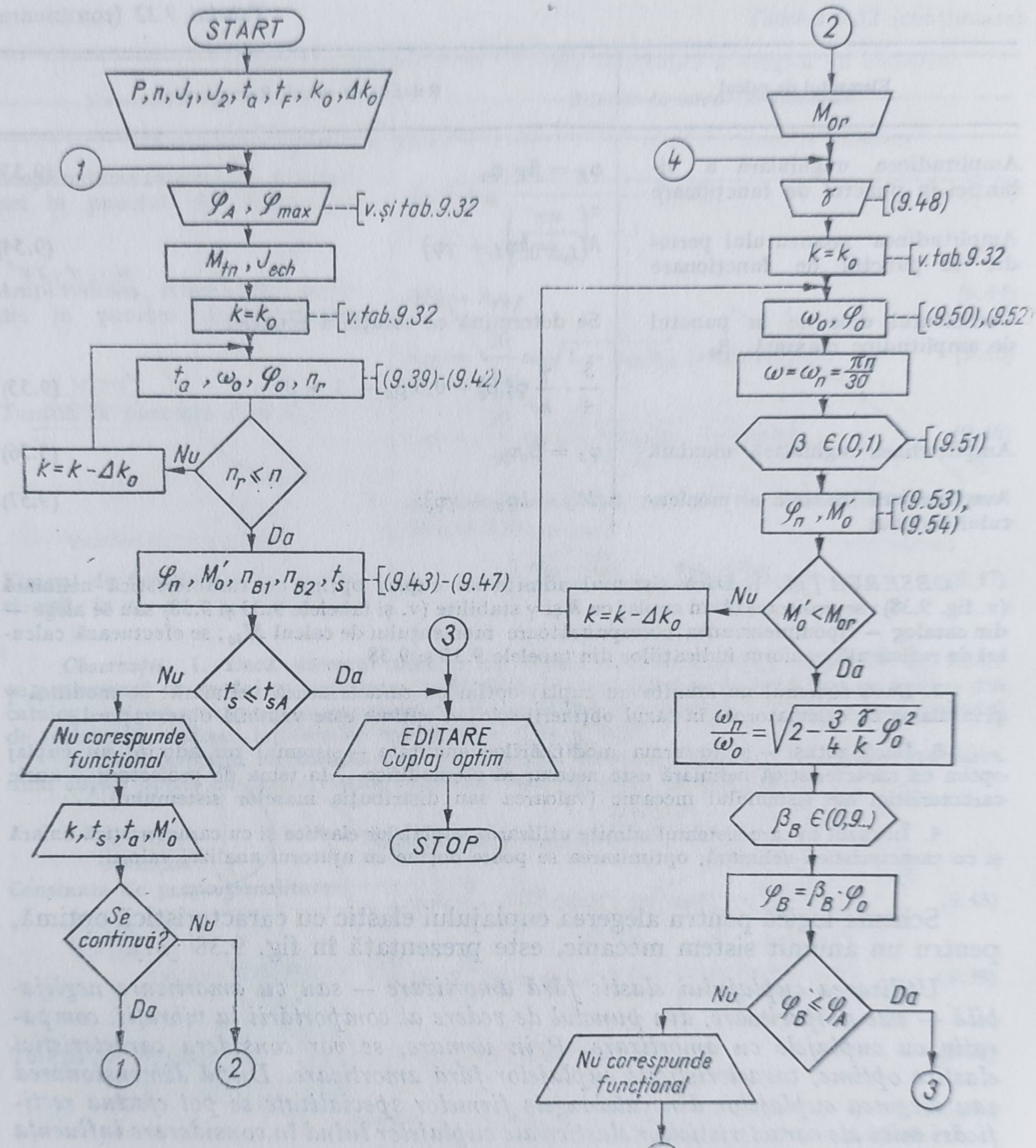
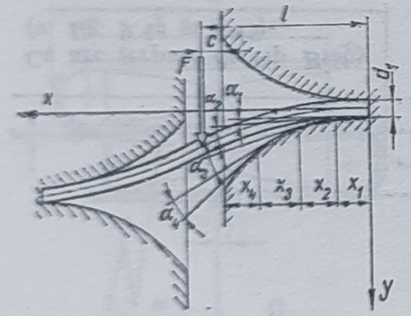


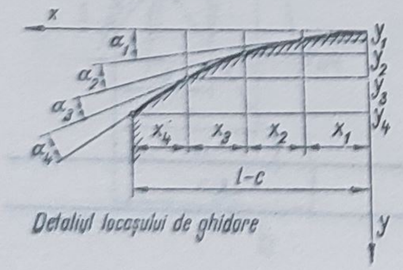
Fig. 9.38. Schemă logică pentru alegerea cuplajului elastic cu caracteristica optimă [25, 31].

Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu elemente intermediare metalice, sînt prezentate în tabelul 9.33 [24, 25, 54, 65, 67], în fig. 9.39—9.41 fiind date schemele logice pentru calculul cuplajelor de tip *Bibby*, de tip *Elcard* și de tip *Cardeflex* [31].

Tabelul 9.33

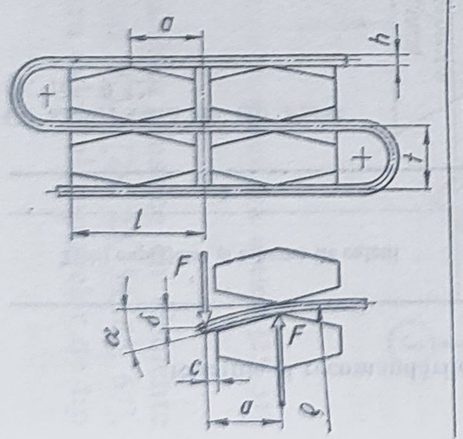
Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu elemente intermediare metalice [24, 25, 31, 54, 57, 65, 67]

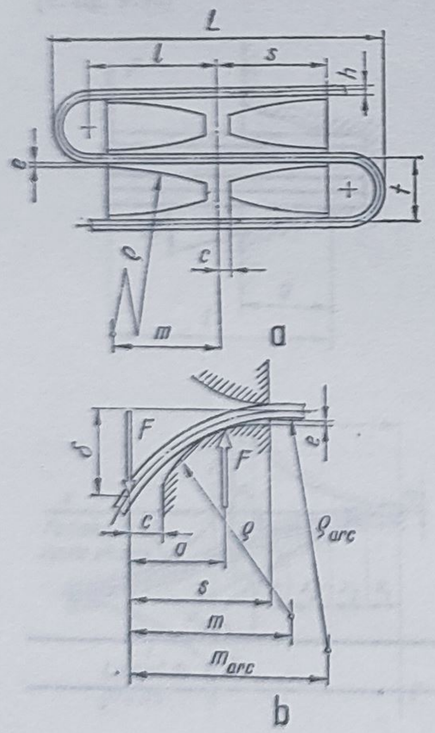
Tipul cuplajului și schema de calcul	Relațiile de calcul și proiectare	
	Caracteristica elastică. Dimensionare	Verificare. Recomandări
1	2	3
Cu arcuri bară de tip *Forst* (v. fig. 9.42)	*Caracteristică liniară*	*Se verifică* rezistența elementului elastic
	$M_{l\,cap} = \frac{3}{8} \cdot \frac{D_0^2 z E I_z}{l^3} \varphi_{max} \geqslant M_{tc}$	$\sigma_i = \frac{64}{\pi} \cdot \frac{M_{tc} c}{D_0 z d_1^3} \leqslant \sigma_{ai}$. (9.59)
	$\varphi = \frac{8}{3} \cdot \frac{M_t l^3}{D_0^3 z E I_z}; \quad I_z = \frac{\pi d_1^4}{64}$	cu $\sigma_{ai} = (0{,}5 \ldots 0{,}7)\,\sigma_{02}$
	Rigiditatea cuplajului	*Observație.* În cazul cuplajelor cu caracteristică liniară în relațiile (9.58) și (9.59) se înlocuiește c cu l
	$k_l = \frac{3}{8} z E I_z \frac{D_0^2}{l^3}$	*Se recomandă*:
	Capacitatea de acumulare a lucrului mecanic de deformație	$c = 1 \ldots 3$ mm;
	$W_{c\,max} = \frac{\pi d_1^2}{36} l z \frac{\sigma_{al}^2 - \sigma_{tl}^2}{E} =$	$\varphi_{max} = 2 \ldots 4$ grd;
	$= \frac{1}{2} (M_{t\,max} \varphi_{max} - M_{tn} \varphi_n)$	$D_0 = (2{,}5 \ldots 3{,}5) d$
	Pentru dimensionare:	$z = 2 + i\,\Delta z \leqslant 180\,\frac{D_0}{d_1 + 5}$;
	$d_1 = \sqrt[3]{\frac{64}{\pi} \cdot \frac{M_{tc} l}{D_0 z \sigma_{ai}}}; \quad l = \sqrt[3]{\frac{\pi}{17{,}66} D_0^3 z E \frac{d_1^3}{M_{tc}} \varphi_{max}}$	$i = 0, 1, 2, 3 \ldots$;
		$d_1 > 1{,}5 \ldots 2$ mm;
		Δz, în funcție de numărul de variante dorite



Detaliul locașului de ghidare

Tabelul 9.33 (continuare)

1	2	3
	Caracteristică neliniară $M_{tcap} = \frac{2}{3} \cdot \frac{D_0}{s^3} zEI_s \left(\frac{\varphi_{max}}{4} D_0 - y_{max} - y'_{max} c \right) \geqslant M_{tc}$ $\varphi(x) = \frac{4}{D_0} \left[y(x) + (l - x)\, y'(x) + \frac{2}{3} \cdot \frac{M_t(x)(l-x)^3}{zD_0 EI_s} \right]$ $\delta_1 = \frac{2M_t(x)}{zD_0 EI_s} \left(\frac{lx^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + C_1 x$ Pentru dimensionare: $d_1 = \sqrt[3]{\frac{64}{\pi} \cdot \frac{M_{tc} c}{D_0 z \sigma_{ai}}}$ (9.58)	
Cu arc șerpuit, de tip *Bibby* (v. fig. 9.44 și 9.45)  	*Caracteristică liniară* $M_{t\,cap} = \frac{3}{4} K \frac{zD_0 EI_z \varphi_{max}}{a^2(24t - 16a + 3\pi t)} \geqslant M_{tc}$ (9.60) Fiind impusă caracteristica elastică $\varphi = \varphi(M_t)$, se determină $k = \frac{M_{tc}}{\varphi}$. (9.61) Pentru dimensionare: — se rezolvă ecuația $16a^3 + a^2(24l - 3\pi l) + 3 \frac{EI_z}{k} zKD_0^2 = 0$, (9.62) cu $a < l$;	*Se verifică:* *Elementul elastic* — la încovoiere $\sigma_{tc} = 4 \frac{F_{max} ah}{bt^2(t-h) \left(\ln \frac{t+h}{t-h} - 2 \frac{h}{t} \right)} \leqslant$ $\leqslant \sigma_{at}$ (9.70) b fiind lățimea arcului; $\sigma_{at} = \frac{\sigma_{02}}{1{,}1 \ldots 1{,}5}$;



– se calculează unghiul minim

$$\alpha_{min}=\operatorname{arctg}\frac{F_{max}a}{24EI_z}\left[24\,l-16a+3\pi t-4(a+c)\frac{c}{a}\right], \tag{9.63}$$

cu $F_{max}=2\dfrac{M_{tc}}{D_0 z}$,

Caracteristica neliniară

Varianta $m=s$:

$$M_{tc}=\left[\varphi_{max}-2\frac{(s-a_{min})^2}{\rho D_0}\right]\frac{3EI_z\,KzD_0^2}{a_{min}(24\,l-16a_{min}+3\pi t)} \tag{9.64}$$

Fiind impusă caracteristica cuplajului $\varphi=\varphi(M_t)$, se rezolvă sistemul:

$$\begin{cases}\varphi_{max}=\dfrac{M_{tc}a_{min}}{3EI_z KzD_0^2}(24\,l-16\,a_{min}+3\pi t)+\\ \quad+\dfrac{2(s-a_{min})^2}{\rho D_0}; \qquad (9.65)\\ a_{min}=\dfrac{1}{2}\left(l+\dfrac{\pi}{8}t+\dfrac{EI_z KzD_0}{2\rho M_{tc}}\right)-\\ \quad-\sqrt{\dfrac{1}{4}\left(l+\dfrac{\pi}{8}t+\dfrac{EI_z KzD_0}{2\rho M_{tc}}\right)^2-\dfrac{EI_z KzmD_0}{2\rho M_{tc}}},\end{cases}$$

din care se obțin valorile a_{min} și ρ, reținîndu-se valorile $a_{min}<m$

– la încovoiere, sub acțiunea eforturilor unitare de montaj

$$\sigma_{tc}=\frac{h-2Z_0}{bhZ_0\left(t-h-Kb\sin\dfrac{\pi}{z}\right)}\left[R\left(l-a+\frac{t}{2}\right)+Q\left(l+\frac{t}{2}\right)\right]+\frac{R-Q}{bh}\leqslant\sigma_{at}, \tag{9.71}$$

unde:

$$Z_0=\frac{t-Kb\sin\dfrac{\pi}{2}}{2}-\frac{h}{\ln\dfrac{t+h-Kb\sin\dfrac{\pi}{z}}{t-h-Kb\sin\dfrac{\pi}{z}}}; \tag{9.72}$$

$$R=\frac{2b_s(\mu_{11}-\mu_{12})\sin\dfrac{\pi}{z}-e\mu_{11}\cos\dfrac{\pi}{z}}{2(\mu_{11}\mu_{12}-\mu_{12}^2)}; \tag{9.73}$$

$$Q=\frac{2b_s(\mu_{12}-\mu_{22})\sin\dfrac{\pi}{z}-e\mu_{12}\cos\dfrac{\pi}{z}}{2(\mu_{11}\mu_{12}-\mu_{12}^2)}; \tag{9.74}$$

$$\mu_{11}=\frac{1}{EI_z}\left[\frac{l^3}{3}-\frac{t}{32}(8\pi l^2+16tl+\pi t^2)\right]; \tag{9.75}$$

Tabelul 9.33 (continuare)

1	2	3
	Se stabilește jocul minim $e = (s - a_{min})\left[\frac{F_{max}a_{min}}{8EI_z}(8l - 4s - 4a_{min} + \pi t) - \frac{s-a_{min}}{2\rho}\right]$ (9.66) *Varianta* $s < m < m_{arc}$: $M_{tc} = \left[\varphi_{max} - \frac{2[(m-a_{min})^2 - (m-s)^2]}{\rho D_0}\right] \cdot \left[\frac{3EI_zKzD_0^2}{a_{min}^2(24l - 16a_{min} + 3\pi t)}\right]$ (9.67) Fiind impusă caracteristica cuplajului $\varphi = \varphi(M_t)$, se rezolvă sistemul: $\begin{cases} m = \\ = \frac{F_{max}a_{min}(8l - 8a_{min} + \pi t)\, s - Fs(8l - 8s + \pi t)a_{min}}{F_{max}a_{min}(8l - 8a_{min} + \pi t) - Fs(8l - 8s + \pi t)}; \\ 16a_{min}^3 - \left(24l + 3\pi t + \frac{3EI_zKzD_0}{\rho M_{tc}}\right)a_{min}^2 + \\ + \frac{12\, mEI_zKzD_0}{\rho M_{tc}}a_{min} + \frac{3EI_zKzD_0}{\rho M_{tc}}[D_0\rho - 3s\,(m - \\ - s)] = 0; \\ \rho = \frac{8EI_z(m-s)}{Fs(8l - 8s + \pi t)}. \end{cases}$ (9.68)	$\mu_{12} = \mu_{11} - \frac{3a[2l^2 + t(\pi l + t)] + 2a^3}{12EI_z}$; (9.76) $\mu_{22} = \frac{(l-a)^3}{EI_z} + \frac{t}{32EI_z}[8\pi(l-a)^2 + 16t\,(l-a) + \pi t^2]$; (9.77) $\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{02}}{2}$ *Dintele de ghidare* $\sigma_{id} = \frac{KF_{max}b_3h_3}{2I_z} \leqslant \sigma_{ai}$ (9.78) cu $\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{02}}{1,1 \ldots 1,5}$. *Observație.* Varianta $m = s$ se recomandă în cazul în care cuplajul este destinat transmiterii momentelor de torsiune, variabile periodic. Varianta $s < m < m_{arc}$ se utilizează în cazul transmisiilor care funcționează cu sarcină mică la pornire și oprire *Se recomandă:* $z = 50 \ldots 100$ dinți sau $z = (40 \ldots 80)\left(\frac{M_{tc}}{0,736 \cdot 95500}\right)^{0,2}$;

Se reţin valorile $a_{min} < s$, determinîndu-se valorile m şi ρ

Se determină jocul minim

$$e = (s - a_{min})\left[\frac{F_{max}a_{min}}{8EI_z}(8l - 4s + 4a_{min} + \pi t) - \frac{2m - s - a_{min}}{2\rho}\right] \quad (9.69)$$

$t = \frac{\pi D_0}{z}$;

$b = (0{,}8 \ldots 1{,}0)t$;

$h = (0{,}2 \ldots 0{,}25)b$;

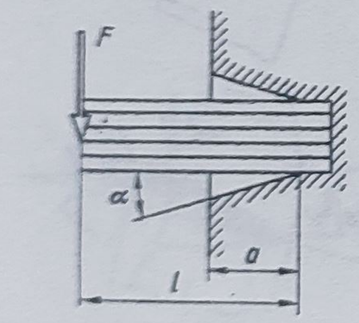
$l \approx 2{,}5\ t$;

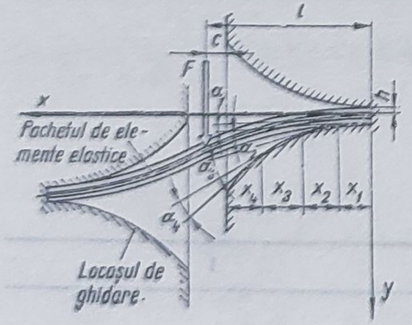
$D_0 \approx (0{,}7 \ldots 0{,}8)D$ (v. fig. 9.44,*a*);

$D_0 \approx 0{,}9\ D$ (v. fig. 9.44,*b*);

$K = 0{,}75 \ldots 0{,}85$

Cu pachete de arcuri lamelare, dispuse axial, de tip *Elcard* (v. fig. 9.46)





Caracteristică liniară

$$M_{t\,cap} = \frac{3}{8} \cdot \frac{D_0^2 z n_l E I_z \varphi_{max}}{\left(1 - \frac{n_l - 1}{n_l} \cdot \frac{\mu h}{l}\right) l^3} \geqslant M_{tc}; \quad (9.79)$$

$$\varphi = \frac{8}{3} \cdot \frac{M_t l^3}{D_0^2 n_l z E I_z}\left(1 \pm \frac{n_l - 1}{n_l} \cdot \frac{\mu h}{l}\right) \quad (9.80)$$

Rigiditatea cuplajului

$$k_l = \frac{3}{8} \cdot \frac{D_0^2 z n_l E I_z}{l^3\left(1 \pm \frac{n_l - 1}{n_l} \cdot \frac{\mu h}{l}\right)} \quad (9.81)$$

Capacitatea cuplajului de a acumula lucrul mecanic de deformaţie

$$W_{c\,max} = \frac{blhn_l z(\sigma_{aie}^2 - \sigma_{ie}^2)}{9E} = \frac{1}{2}(M_{t\,max}\varphi_{max} - M_{tn}\varphi_n) \quad (9.82)$$

Pentru dimensionare

$$W_{z\,nec} = \frac{2M_{tc}}{n_l z D_0 \sigma_{at}}\left(1 - \frac{n_l - 1}{n_l} \cdot \frac{\mu h}{l}\right); \quad (9.83)$$

$$l = \sqrt{\frac{3}{8} \cdot \frac{EhD_0\varphi_{max}}{\sigma_{aie}}}. \quad (9.84)$$

Se verifică:

Elementele elastice

$$\sigma_{ic} = 12\,\frac{M_{tc}}{D_0 n_l z b h^2}\left(1 - \frac{n_l - 1}{n_l} \cdot \frac{\mu h}{c}\right) \leqslant \leqslant \sigma_{aie}, \quad (9.89)$$

cu $\sigma_{aie} = (0{,}5 \ldots 0{,}7)\,\sigma_{02}$.

În cazul cuplajelor cu caracteristică liniară, în relaţia (9.89) se înlocuieşte c cu l

Capacitatea de acumulare a lucrului mecanic de deformaţie

$$\frac{blhn_l z(\sigma_{aie}^2 - \sigma_{ie}^2)}{9E} \geqslant \frac{1}{2}(M_{t\,max}\varphi_{max} - M_{tn}\varphi_n) \quad (9.90)$$

Dinţii de ghidare

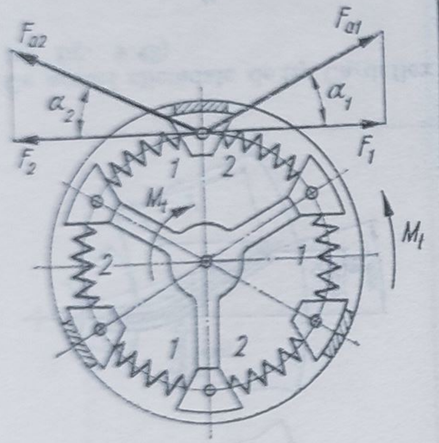
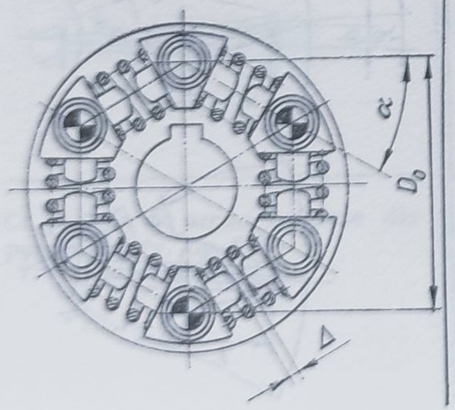
$$\sigma_{id} = \frac{12M_{tc}(b + 1)}{b_2 h_2^2 z D_{i1}} \leqslant \sigma_{aid}, \quad (9.91)$$

Se recomandă:

$h = 0{,}05 + j\Delta h$; $j = 0, 1, 2, 3 \ldots$

Δh, în funcţie de numărul de variante dorite de proiectant

Tabelul 9.33 (continuare)

1	2	3
Cu arcuri elicoidale de tip Cardeflex (v. fig. 9.48).   	$\varphi = \dfrac{4M_t}{zk_aD_0^2\cos\alpha} - \varphi_1$, până la $\varphi = \varphi_2 = \dfrac{2\Delta}{D_0}$; (9.95) $M_{t2} = \dfrac{1}{2} zk_aD_0(\delta_0 + \Delta)\cos\alpha \geqslant M_{tc}$ (9.96) Rigiditatea cuplajului în cele două regimuri de funcționare: $k_1 = \dfrac{z}{2} k_aD_0^2\cos\alpha$; $k_2 = \dfrac{z}{4} k_aD_0^2\left(\dfrac{\delta_0}{\Delta} + 1\right)\cos\alpha$, (9.97) cu $\dfrac{\delta_0}{\Delta} < 1$. Se dimensionează arcurile elicoidale astfel încît $F_{arc\,1} = \dfrac{2M_{tc}}{D_0z\cos\alpha}$ (9.98) Se calculează rigiditatea necesară a arcurilor: $k_a = \dfrac{2M_{tc}}{zD_0(\delta_0 + \Delta)\cos\alpha}$ sau $k_a = \dfrac{M_{tn}}{zD_0\delta_0\cos\alpha}$ (9.99) În vederea determinării precomprimării arcului $\dfrac{2\delta_0}{\delta_0 + \Delta} = \dfrac{M_{tn}}{M_{tc}}$ sau $\dfrac{k_1}{k_2} = \dfrac{2\Delta}{\delta_0 + \Delta}$ (9.100)	d_1 — diametrul bolțurilor (v. fig. 9.48, *a*) — la forfecare $\dfrac{M_{t\,lim}}{zD_0d_1^2} \leqslant \dfrac{\pi}{8}\tau_{af}$, (9.102) cu $\tau_{af} = (0{,}2 \ldots 0{,}3)\sigma_{02}$ *Se recomandă:* $\varphi_{max} = \pm 5°$, execuție obișnuită; $\varphi_{max} = \pm 10°$, execuție specială; $\alpha = \dfrac{360°}{2z}$; $l_3 = 2D_0\sin\alpha - 2d_1$; $l_4 = d_1(2 + \sin\alpha)$; $D_0 = (2{,}5 \ldots 3{,}5)d$ Pentru: $z = 6$, $D_0 = (2{,}4 \ldots 2{,}8)\,d$; $z = 8$, $D_0 = (3{,}2 \ldots 3{,}4)\,d$; $z = 12$, $D_0 = (4{,}1 \ldots 5{,}5)\,d$ *Observație.* Se consideră: $\varphi_2 = \varphi_{max}$; $M_{t2} = M_{tc}$

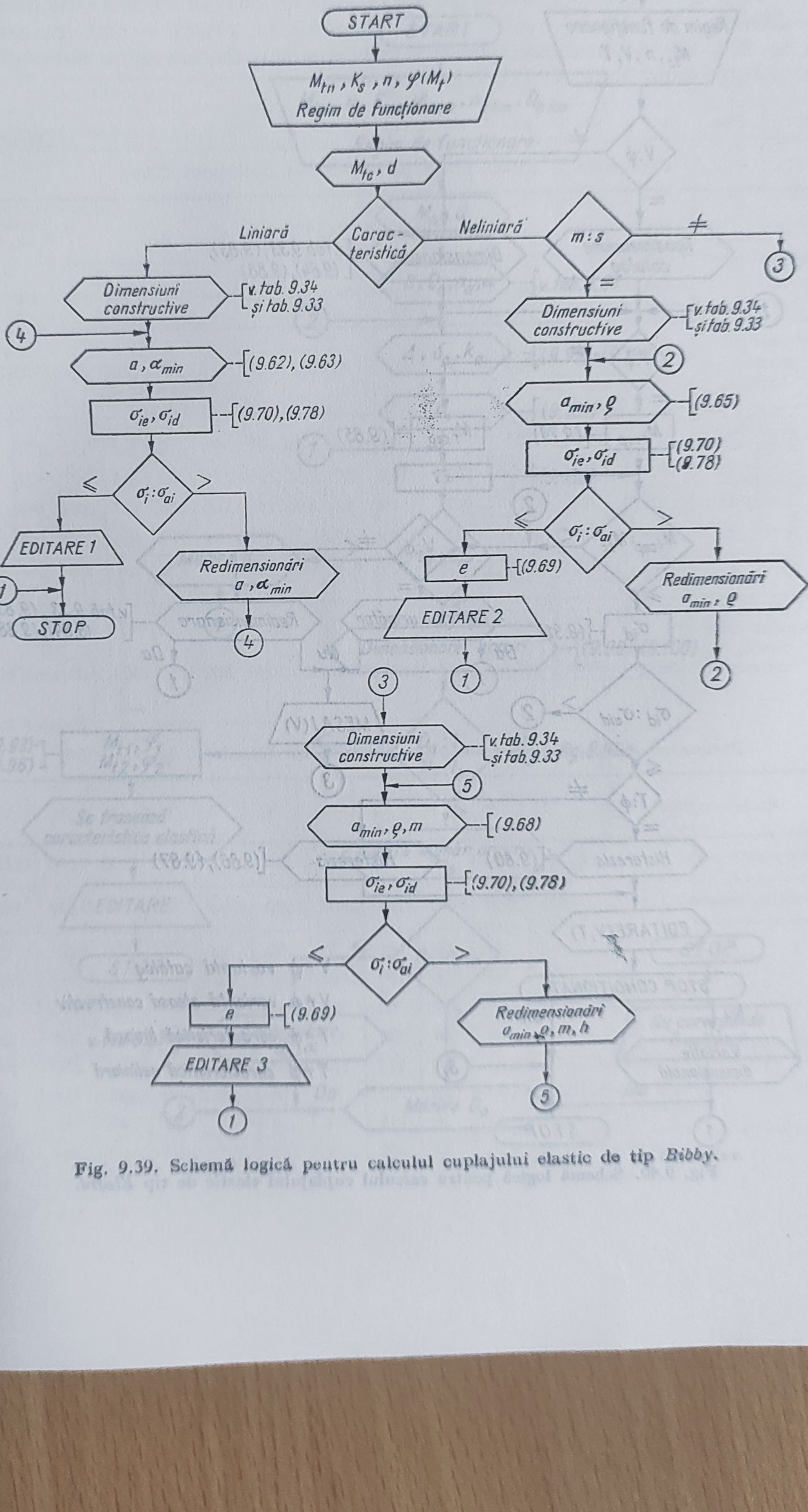


Fig. 9.39. Schemă logică pentru calculul cuplajului elastic de tip *Bibby*.

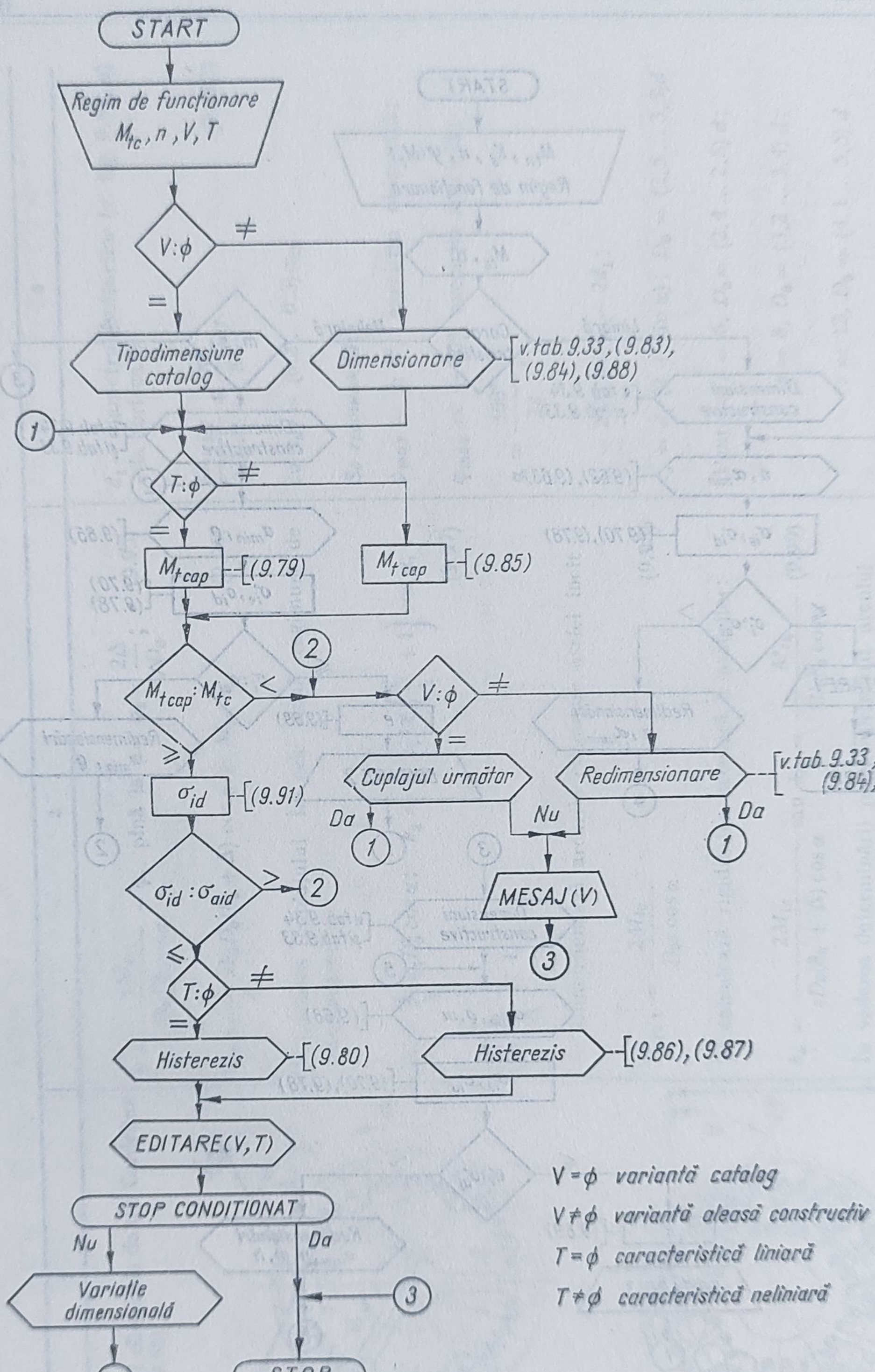


Fig. 9.40. Schemă logică pentru calculul cuplajului elastic de tip *Elcard*.

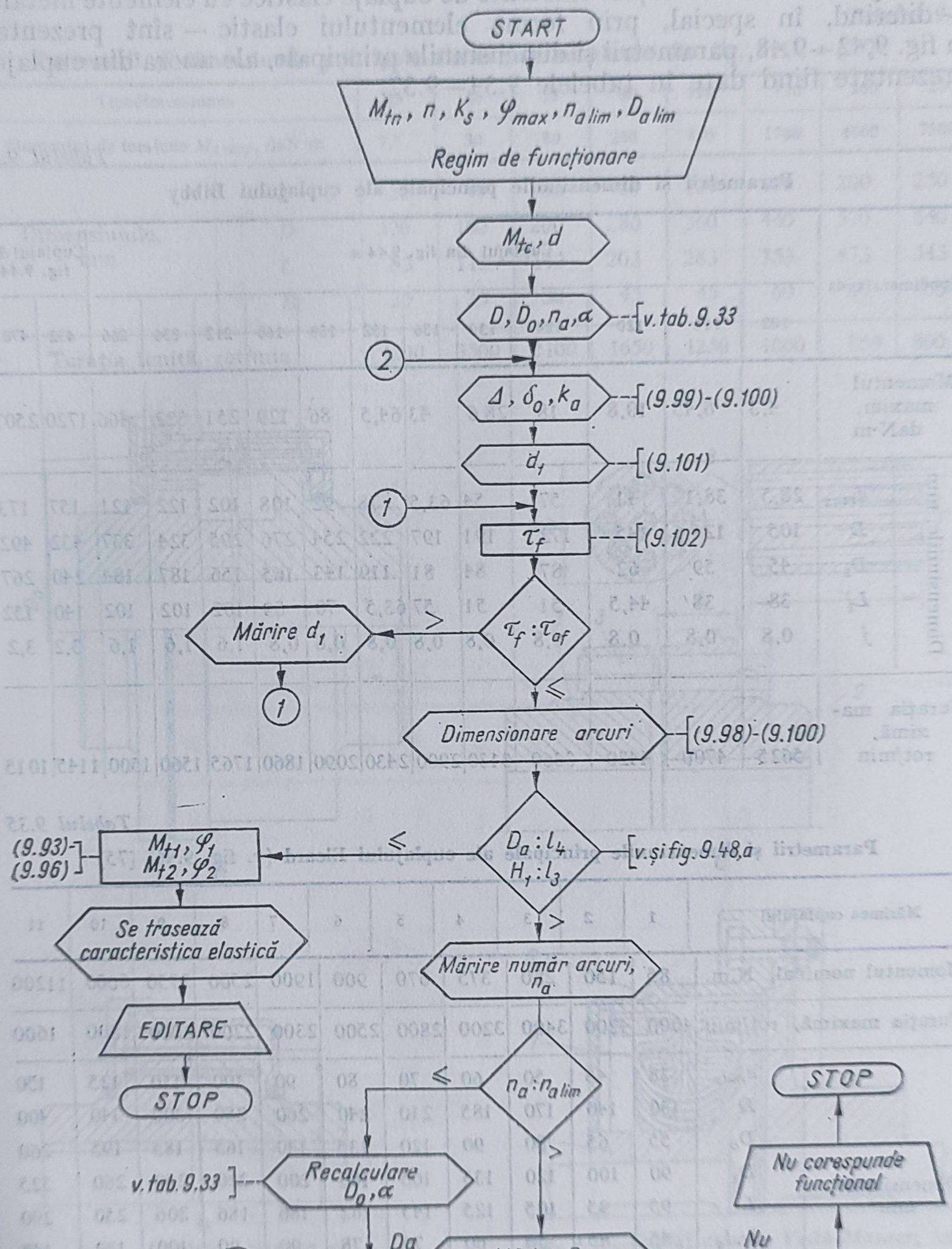


Fig. 9.41. Schemă logică pentru calculul cuplajului elastic, de tip *Cardeflex*.

O parte din construcţiile existente de cuplaje elastice cu elemente metalice — diferind, în special, prin forma elementului elastic — sînt prezentate în fig. 9.42—9.48, parametrii şi dimensiunile principale, ale unora din cuplajele prezentate fiind date în tabelele 9.34—9.37.

Tabelul 9.34

Parametrii şi dimensiunile principale ale cuplajului Bibby

Tipodimensiunea		Cuplajul din fig. 9.44 *a*												Cuplajul din fig. 9.44 *b*	
		102	110	120	124	130	136	152	158	168	212	236	266	432	473
Momentul maxim, daN·m		4,3	6,45	10,8	18	28,6	43	64,5	86	129	251	322	466	1720	2507
Dimensiunile, mm	d_{max}	28,5	38,1	41	57	54	63,5	78	92	108	102	122	121	157	173
	D	105	121	145	172	191	197	222	254	276	295	324	337	432	492
	D_1	45	59	62	87	84	81	119	143	165	156	187	184	240	267
	L_1	38	38	44,5	51	51	57	63,5	70	89	102	102	102	140	152
	j	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	1,6	1,6	1,6	3,2	3,2
Turaţia maximă, rot/min		5625	4700	4420	3360	3130	2900	2430	2090	1860	1765	1560	1500	1145	1015

Tabelul 9.35

Parametrii şi dimensiunile principale ale cuplajului Elcard (v. fig. 9.46) [75]

Mărimea cuplajului		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Momentul nominal, N.m.		85	150	280	375	670	900	1900	2500	3750	6000	11200
Turaţia maximă, rot/min.		4600	4200	3400	3200	2800	2500	2300	2200	2000	1800	1600
Dimensiunile, mm	d_{max}	38	45	50	60	70	80	90	100	110	125	150
	D	130	140	170	185	210	240	260	280	300	340	400
	D_b	55	65	80	90	120	135	140	165	185	195	260
	D_1	90	100	120	135	165	180	200	220	250	260	325
	L	95	95	105	125	145	162	186	186	206	250	290
	l_1, l_2	45	45	50	60	70	78	90	90	100	120	140
	a	14	16	16	18	26	30	30	32	40	48	54
	b	70	70	75	75	96	125	135	135	160	200	230
	s	5	5	5	5	5	6	6	6	6	10	10

Tabelul 9.36

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului elastic din fig. 9.47, *a* [57]

Tipodimensiunea		25	40	55	80	120	150	200	250
Momentul de torsiune $M_{t\,max}$, daN·m		7,5	30	80	250	850	1700	4000	7500
Dimensiunile, mm	*d*	25	40	55	80	120	150	200	250
	D	120	160	200	280	360	440	570	640
	L	83	113	143	203	283	353	473	543
	B	25	25	30	45	45	60	60	65
Turația limită, rot/min		4200	3500	2100	1650	1250	1000	850	800

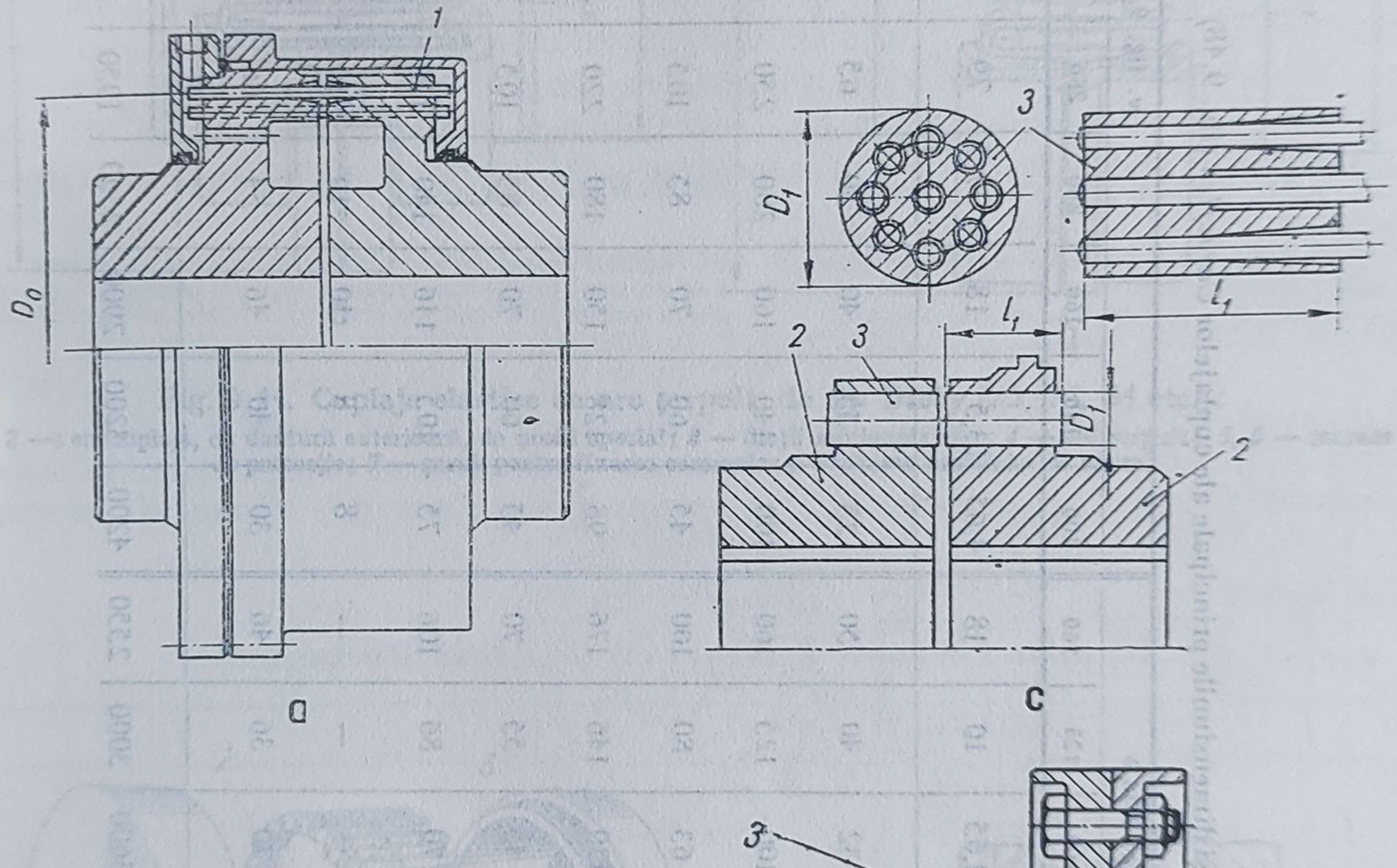


Fig. 9.42. Cuplaje elastice cu arcuri — bară:
a — cuplaj *Forst*, cu arcurile-bară montate în găuri evazate, mobile axial; *b* — cuplaj cu mai multe rînduri de arcuri-bară; *c* — arcurile bară sînt montate grupat; *1* — arcuri bară; *2* — semicuplaje; *3* — carcasă pentru montarea arcurilor [25].

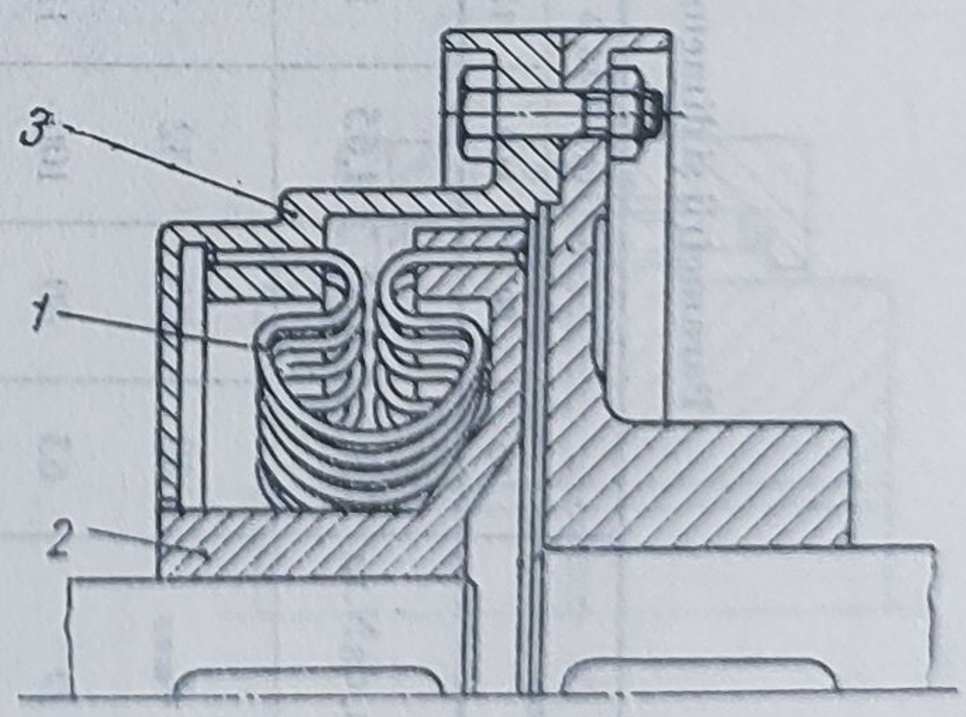


Fig. 9.43. Cuplaj elastic *Voith-Maurer*, cu bare de torsiune:
1 — arcuri-bară de torsiune; *2* — butucul semicuplajului; *3* — inelul exterior [25].

Tabelul 9.37

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajelor *Cardeflex* (fig. 9.48) [92]

Tipodimensiunea		v. fig. 9.48 *b*					v. fig. 9.48 *a*									
		63	80	100	125	160	100	140	160	200	250	280	315	355	400	450
Momentul maxim, daN.m		0,9	2,35	4,65	10	18	4,65	13,5	18	37,5	79	109	143	212	300	435
Dimensiunile, mm	d_{max}	20	25	32	40	50	25	35	40	50	65	75	85	95	105	120
	D	63	80	100	125	160	100	140	160	200	250	280	315	355	400	450
	D_1	40	50	63	80	100	45	60	70	85	105	115	125	140	160	180
	L	76	98	120	146	176	98	128	150	180	220	240	260	290	330	370
	L_1	28	36	45	55	70	45	60	70	85	105	115	125	140	160	180
	L_2	44	58	70	86	106	75	105	116	140	170	184	202	220	244	270
	l_1	—	—	—	—	—	8	8	10	10	10	10	10	10	10	10
	l_2	20	26	30	36	46	30	40	46	54	66	72	78	86	94	106
Turația maximă, rot/min		5400	4400	3600	3000	2550	4200	3200	2900	2300	1950	1800	1650	1500	1350	1200

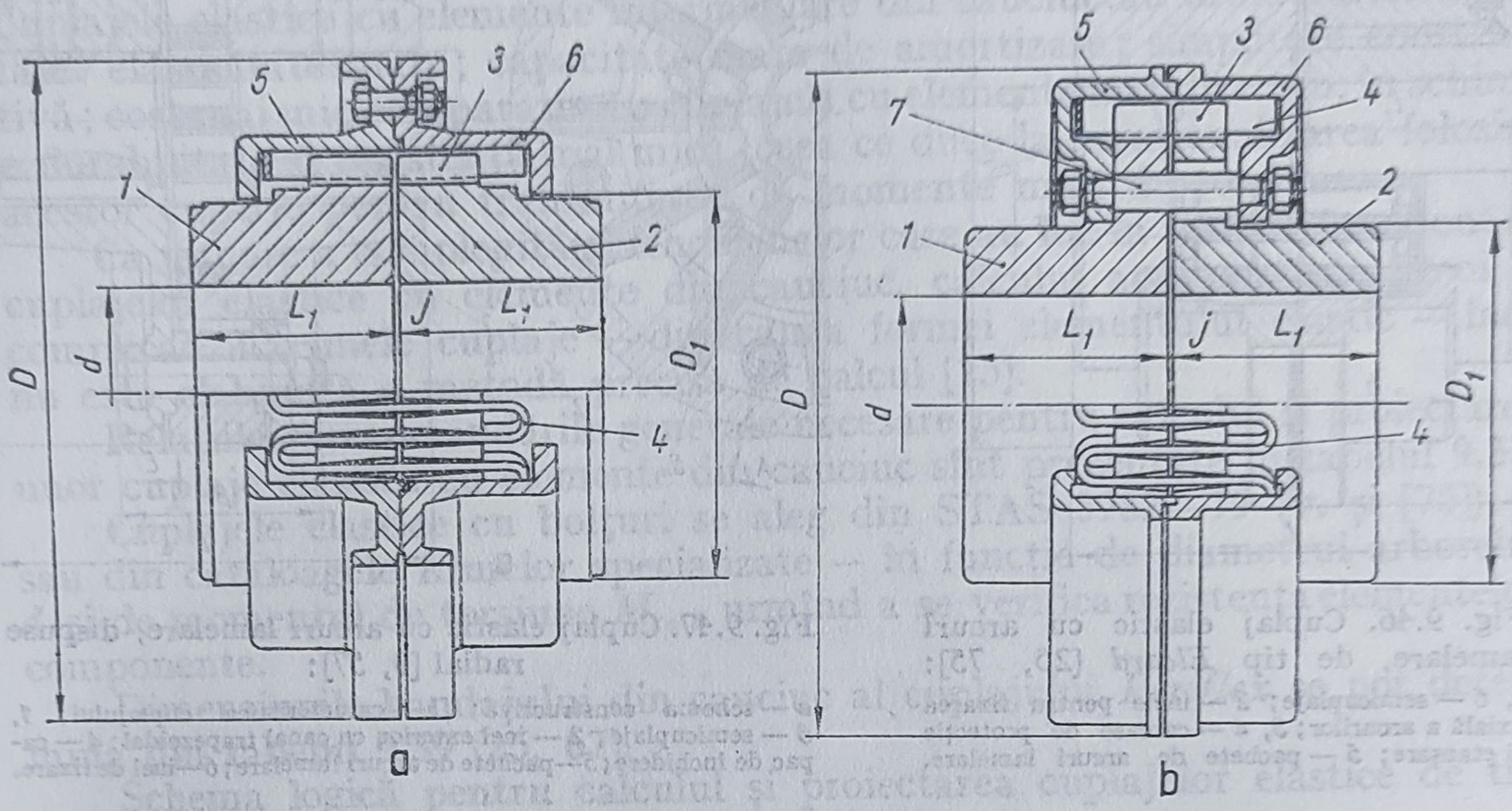


Fig. 9.44. Cuplaje elastice cu arc şerpuit, de tip *Bibby* [25, 76, 84 etc.]:
1, 2 — semicuplaje, cu dantură exterioară, de profil special; *3* — dinţii semicuplajelor; *4* — arc şerpuit; *5, 6* — carcase de protecţie; *7* — şurub pentru fixarea carcaselor şi limitarea unghiului de rotire.

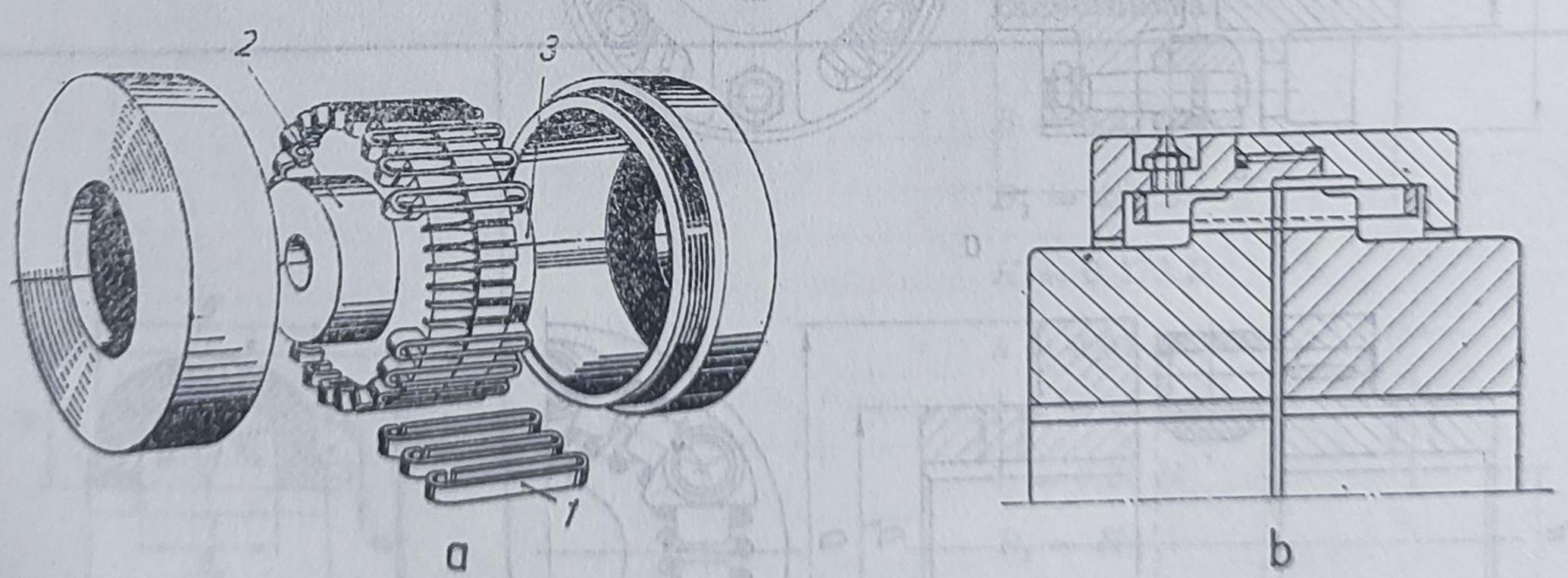


Fig. 9.45. Cuplaj *Multiflex* [108]:
a — vedere generală; *b* — schema constructivă; *1* — arcuri agrafă; *2, 3* — semicuplaje.

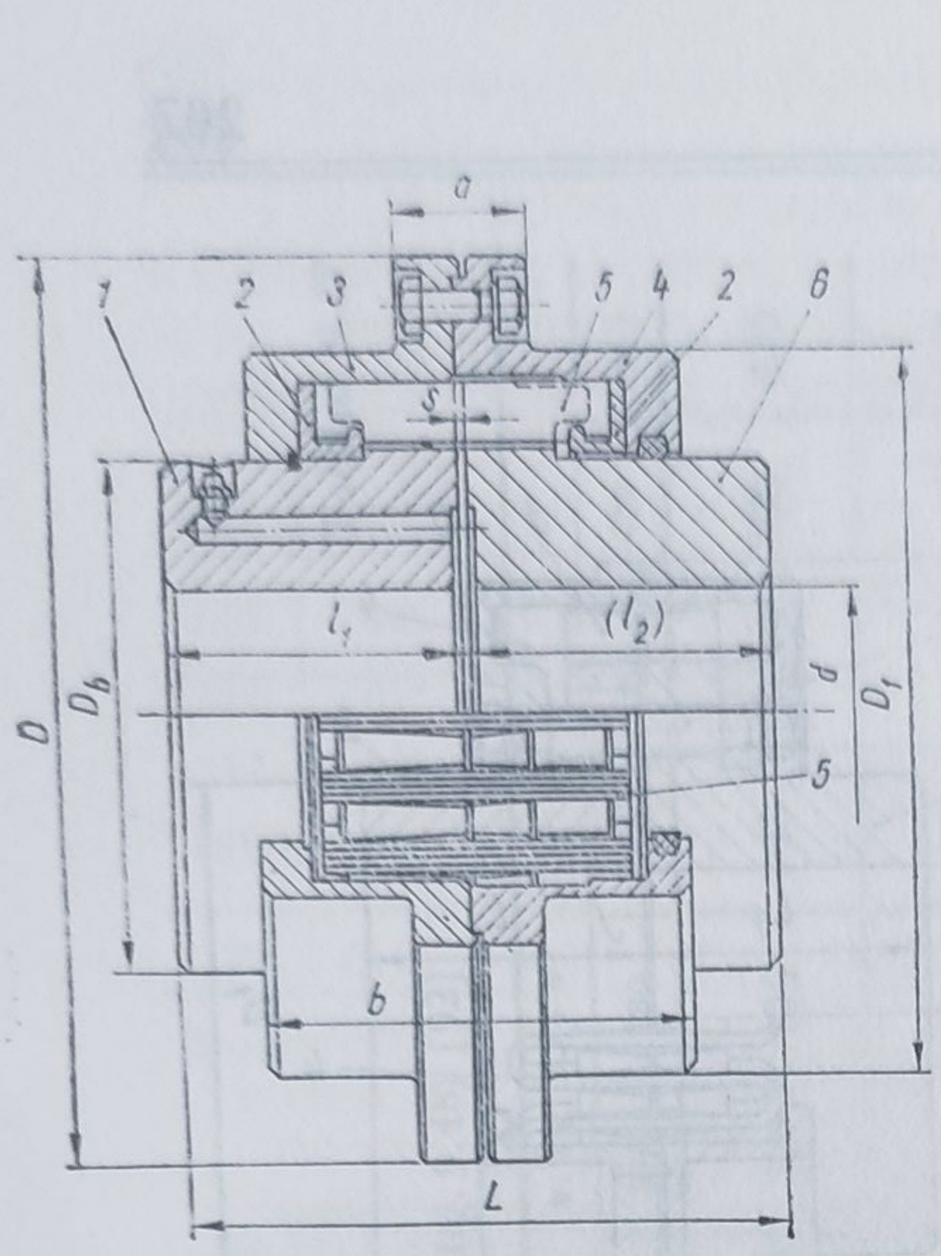


Fig. 9.46. Cuplaj elastic cu arcuri lamelare, de tip *Elcard* [25, 75]:

1, 6 — semicuplaje; *2* — inele pentru fixarea axială a arcurilor; *3, 4* — carcase de protecție și etanșare; *5* — pachete de arcuri lamelare.

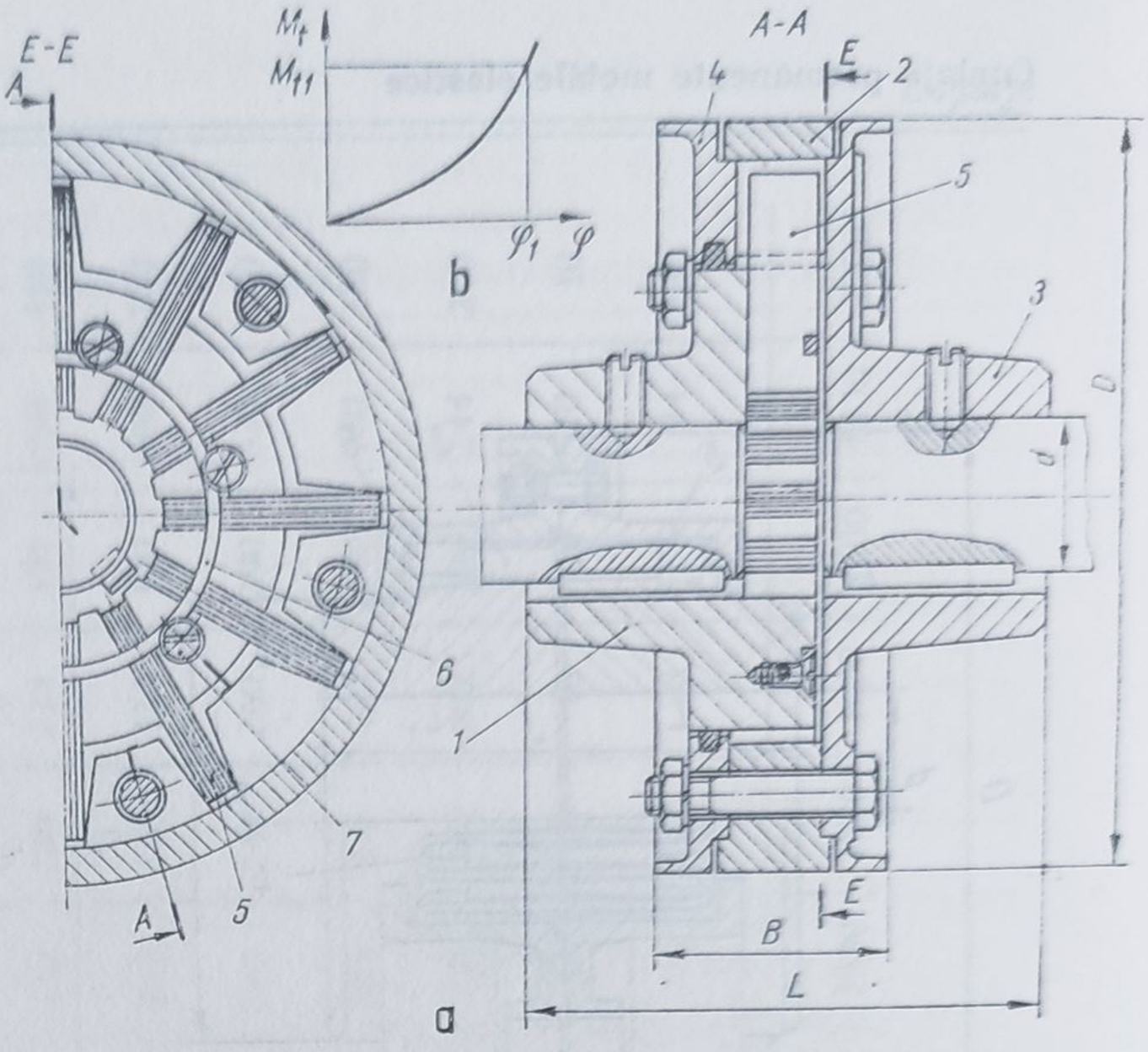


Fig. 9.47. Cuplaj elastic cu arcuri lamelare, dispuse radial [9, 57]:

a — schema constructivă; *b* — caracteristica cuplajului; *1, 6* — semicuplaje; *2* — inel exterior cu canal trapezoidal; *4* — capac de închidere; *5* — pachete de arcuri lamelare; *6* — inel de fixare.

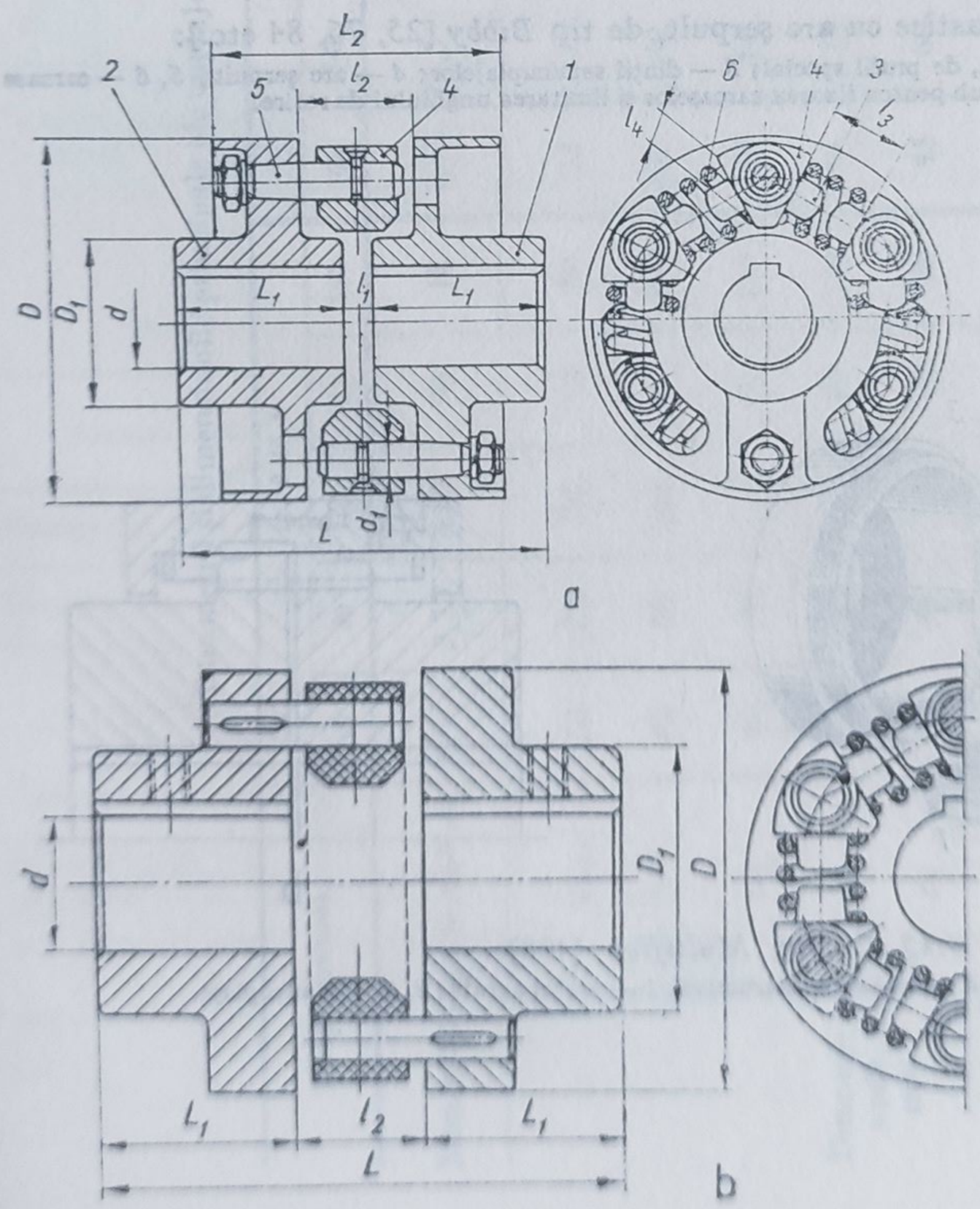


Fig. 9.48. Cuplaje elastice, cu arcuri elicoidale, de tip *Cardeflex* [92]:

a — cu bolțuri; *b* — cu știfturi crestate, pentru momente de torsiune mici și medii; *1, 2* — semicuplaje; *3* — știfturi pentru ghidarea arcurilor; *4* — segmenți montați alternativ pe cele două semicuplaje; *5* — bolțurile pe care sînt montați segmenții; *6* — arcuri elicoidale.

9.4.3. *Cuplaje elastice cu elemente intermediare nemetalice*

La aceste cuplaje, elementul elastic principal îl constituie cauciucul. Cuplajele elastice cu elemente intermediare din cauciuc au următoarele avantaje: elasticitate mare; capacitate mare de amortizare; simplitate constructivă; cost mai mic comparativ cu cuplajele cu elemente metalice. Au, în schimb o durabilitate și rezistență mai mică, ceea ce duce la neraționalizarea folosirii acestor cuplaje pentru transmiterea de momente mari de torsiune.

Ca urmare a complexității fenomenelor care au loc în timpul funcționării cuplajelor elastice cu elemente din cauciuc, calculul acestora este greoi și complicat. La unele cuplaje — din cauza formei elementului elastic — încă nu este elaborată o metodă precisă de calcul [25].

Relațiile și recomandările generale necesare pentru calculul și proiectarea unor cuplaje elastice cu elemente din cauciuc sînt prezentate în tabelul 9.38.

Cuplajele elastice cu bolțuri se aleg din STAS 5982—79 (v. și [75]) — sau din cataloagele firmelor specializate — în funcție de diametrul arborelui d și de momentul de torsiune M_{tc}, urmînd a se verifica rezistența elementelor componente.

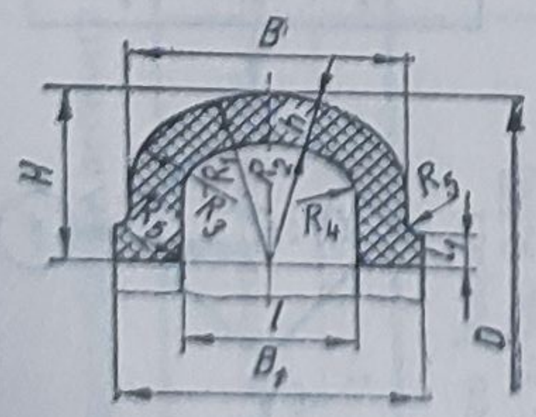
Dimensiunile bandajului din cauciuc al cuplajului *Periflex* se pot determina din tabelul 9.39 [25, 67].

Schema logică pentru calculul și proiectarea cuplajelor elastice de tip *Periflex* este prezentată în fig. 9.49 [25].

În fig. 9.50—9.69 sînt prezentate o serie de soluții constructive de cuplaje elastice cu elemente intermediare nemetalice, parametrii și dimensiunile principale ale unora din cuplajele prezentate fiind date în tabelele 9.40—9.48.

Tabelul 9.39

Dimensiunile bandajului din cauciuc la cuplajul *Periflex* [25, 67]

	Dimensiunea
	$B = 0{,}27\ D$ $B_1 = 1{,}1\ B$ $H = 0{,}173\ D$ $h = 0{,}05\ D$ $l = B - 2h$ $l_1 = 0{,}22\ H$ $R_1 = H$ $R_2 = R_1 - h$ $R_3 = 0{,}6\ H$ $R_4 = 0{,}2\ B$ $R_5 = (0{,}12...0{,}16)H$

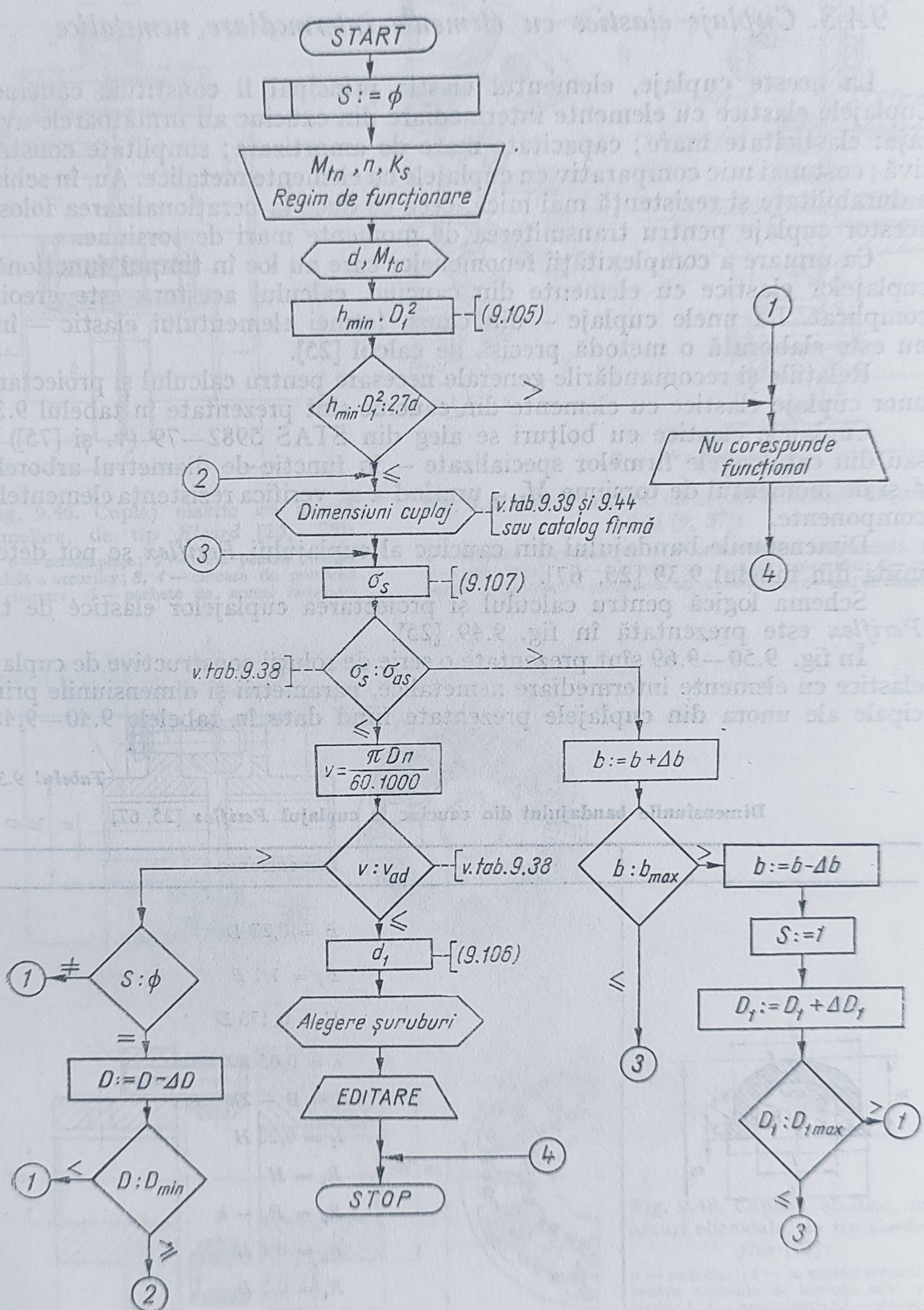
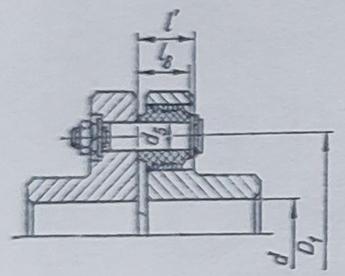
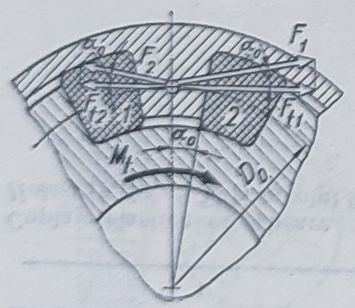


Fig. 9.49. Schemă logică pentru calculul cuplajelor elastice de tip *Periflex*.

Tabelul 9.38

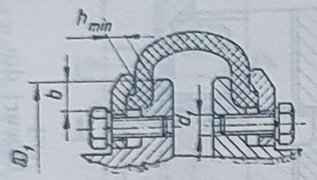
Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu elemente intermediare nemetalice [14, 25, 54, 67]

Tipul cuplajului și schema de calcul	Relațiile de calcul și proiectare	
	Caracteristica elastică. Dimensionare	Verificare. Recomandări
1	2	3
Cuplaj elastic cu bolțuri (STAS 5982-79, v. fig. 9.50) 	$M_{t\,cap} = \frac{1}{2} D_1 z d_5 l_8 \sigma_{as} \geq M_{tc}$ Se aleg din STAS 5982-79 sau din cataloage [81, 82, 97, 107 etc.], pe baza diametrelor arborilor și a momentelor de torsiune necesare	*Se verifică:* — strivirea dintre bolț și manșon $\sigma_s = \frac{2M_{tc}}{D_1 z d_5 l_8} \leqslant \sigma_{as}$, cu $\sigma_{as} = 50 \ldots 70$ daN/cm² — încovoierea bolțurilor $\sigma_i = \frac{10\, M_{tc} l'}{D_1 z d_5^3} \leqslant \sigma_{ai}$, cu $\sigma_{ai} = (0{,}25 \ldots 0{,}4)\, \sigma_{es}$
Cuplaje elastice cu gheare, tip *Holset* (v. fig. 9.52 și tabelul 9.41) 	*Elementele elastice sînt montate fără precomprimare* $M_{t\,cap} = \frac{1}{2} z D_0 A_0 E_0 \frac{\varphi_{max}}{2h_0/D_0 - \varphi_{max}} \geq M_{tc}$ Caracteristica cuplajului $\varphi = \frac{2M_t h}{D_0 \left(M_t + \frac{1}{2} z D_0 A_0 E_0 \right)}$ Rigiditatea cuplajului $k = \frac{\left(M_t + \frac{z D_0 A_0 E_0}{2} \right)^2}{h_0 z A_0 E_0}$	Se verifică elementul elastic, la strivire între blocul de cauciuc și gheară: $\sigma_s = \frac{2\, M_{tc}}{D_0 z A_0} \leqslant \sigma_{as}$, cu $\sigma_{as} = 50 \ldots 70$ daN/cm² *Se recomandă* (v. fig. 9.52 și tabelul 9.41): $j = 1 \ldots 6$ mm $D_0 = \frac{D_1 + D_2}{2}$ sau $D_0 = (2 \ldots 2{,}5)\, d$; $D_1 = (2{,}5 \ldots 3{,}5)\, d$; $D_2 = (1{,}2 \ldots 1{,}8)\, d$.

Tabelul 9.38 (continuare)

1	2	3
Cuplaje elastice cu gheare, tip *Holset* (v. fig. 9.52 şi tabelul 9.41)	*Elementele elastice sînt montate cu precomprimare* $M_{t\,cap} = \frac{1}{2}\, zD_0A_0E_1 \frac{\varphi_{max} + \varphi_0}{2h_0/D_0 - \varphi_0 - \varphi_{max}} \cos\alpha_0 \geqslant M_{tc}$ Caracteristica cuplajului $M_{t1} = \frac{1}{2}\, zD_0A_0 \left(\frac{\varphi + \varphi_0}{2h_0/D_0 - \varphi_0 - \varphi} E_1 - \right.$ $\left. - \frac{\varphi_0 - \varphi}{2h_0/D_0 - \varphi_0 - \varphi} E_2 \right) \cos\alpha_0,$ pînă la $\varphi = \varphi_0 = \frac{2\Delta h_0}{D_0}$ cînd: $\begin{cases} M_{t1} = zD_0A_0 \frac{\varphi_0}{2h_0/D_0 - 2\varphi_0} E_1 \cos\alpha; \\ M_{t2} = \frac{1}{2}\, zE_1D_0A_0 \frac{\varphi + \varphi_0}{2h_0/D_0 - \varphi_0 - \varphi} \cos\alpha_0. \end{cases}$ Rigiditatea cuplajului: $k_1 = \frac{dM_t}{d\varphi}; \quad k_2 = \frac{\left(M_t + \frac{1}{2}\, zD_0A_0E_1 \cos\alpha_0 \right)^2}{zA_0h_0E_1 \cos\alpha_0}.$	*Observaţie.* Limitele superioare se utilizează în cazul transmiterii de puteri mici; limitele inferioare—pentru puteri mari $z \geqslant 2$

Cuplaj elastic cu bandaj de cauciuc, de tip *Periflex* (v. fig. 9.58, 9.59)



$$M_{t\,cap} = \frac{\pi}{2} D_1^2 h_{min} \tau_{af} \geq M_{tc} \qquad (9.103)$$

sau

$$M_{t\,cap} = \pi \mu b (D_1 - b)^2 \sigma_{as} \qquad (9.104)$$

După alegerea — din cataloage — a dimensiunilor de gabarit, se verifică viteza periferică: $v < v_{ad}$
Pentru dimensionare se determină

$$h_{min}\ D_1^2 = \frac{2\,M_{tc}}{\pi \tau_{af}} \qquad 9.(105)$$

Se dimensionează șuruburile

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 M_{tc}}{\pi \mu z (D_1 - b) \sigma_{at}}} \qquad (9.106)$$

Se verifică la strivire bandajul din cauciuc

$$\sigma_s = \frac{M_{tc}}{\pi \mu (D_1 - b)^2 b} \leq \sigma_{as}, \qquad (9.107)$$

cu $\sigma_{as} = (50 \ldots 70)\text{daN/cm}^2$;

$v_{ad} = (17{,}5 \ldots 20)$ m/s, pentru:

$\gamma = (1{,}2 \ldots 1{,}6)\ \text{daN/dm}^3$; $\sigma_{at} = 5\ \dfrac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$

Se recomandă:

$\mu = 0{,}3 \ldots 0{,}5.$

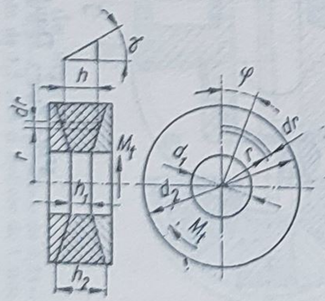
$\sigma_{at} = (0{,}3 \ldots 0{,}5)\,\sigma_{02}$; $\tau_{af} = 1 \ldots 2\ \dfrac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$

Dimensiunile bandajului din cauciuc, din tabelul 9.39 [25, 67]

uzual: $D = (3{,}5 \ldots 4{,}5)\ d_{max}$

$D_1 = (3{,}0 \ldots 3{,}6)\ d_{max}$

Cuplaj cu elementul elastic solicitat la răsucire (v. fig. 9.64)



$$M_{tcap} = \frac{2}{3}\ \pi \frac{r_2}{h_2} G (r_2^3 - r_1^3)\ \varphi \geq M_{tc}$$

Caracteristica cuplajului

$$\varphi = \frac{3}{2\pi} \cdot \frac{M_t h_2}{r_2 G (r_2^3 - r_1^3)}$$

Rigiditatea cuplajului

$$k = \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi r_2}{h_2} G (r_2^3 - r_1^3)$$

Se verifică:

$$\tau_a = G \text{ arc tg } \frac{h_2}{d_2} \leq \tau_a,$$

cu: $\tau_a = 3 \ldots 5\ \text{daN/cm}^2$, sarcină dinamică

$\tau_a = 10 \ldots 20\ \text{daN/cm}^2$, sarcină statică, șocuri rare;

G, din cap 3. fig. A.3-12, în funcție de duritatea, în °Sh

Se recomandă:

$\dfrac{d_2}{d_1} = 1{,}9 \ldots 3{,}0$; $\dfrac{h_2}{h_1} = 1{,}4 \ldots 1{,}6$

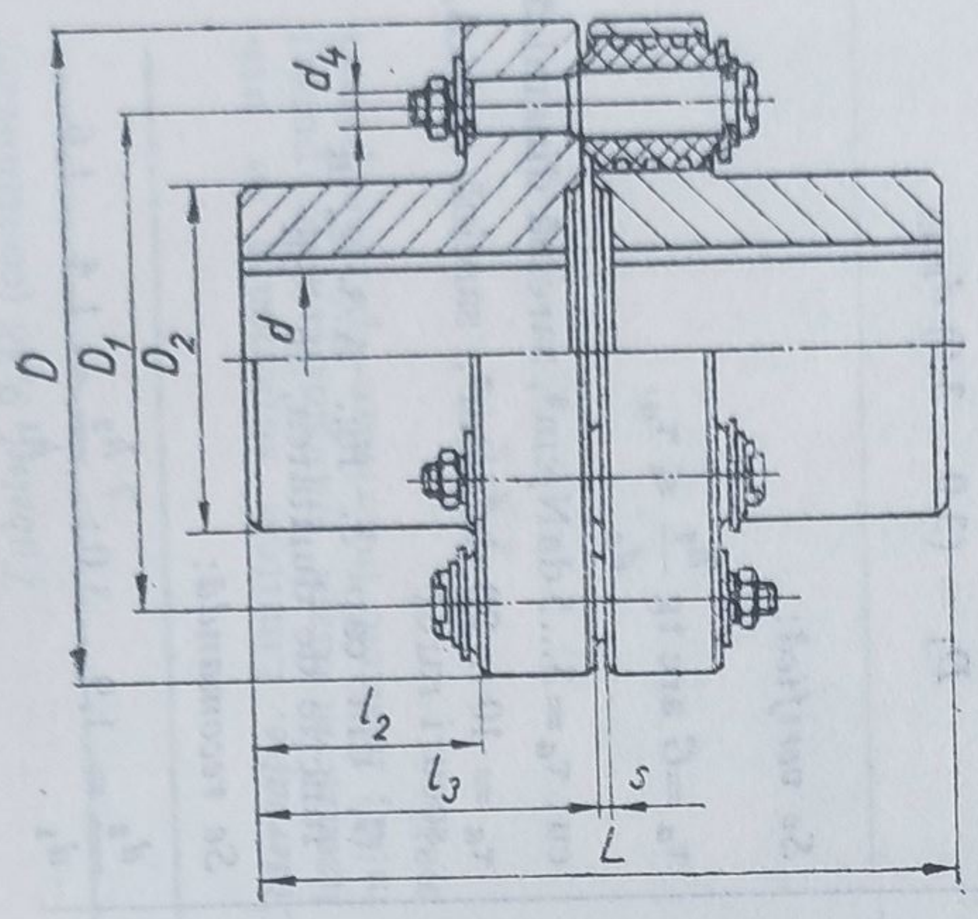
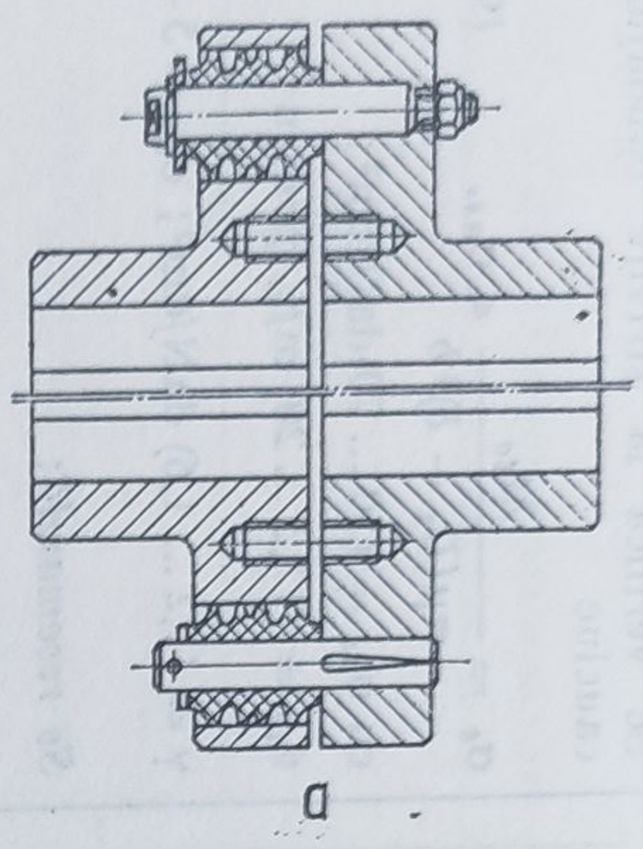


Fig. 9.50. Cuplaj elastic cu bolțuri (STAS 5982-79), varianta N [75].



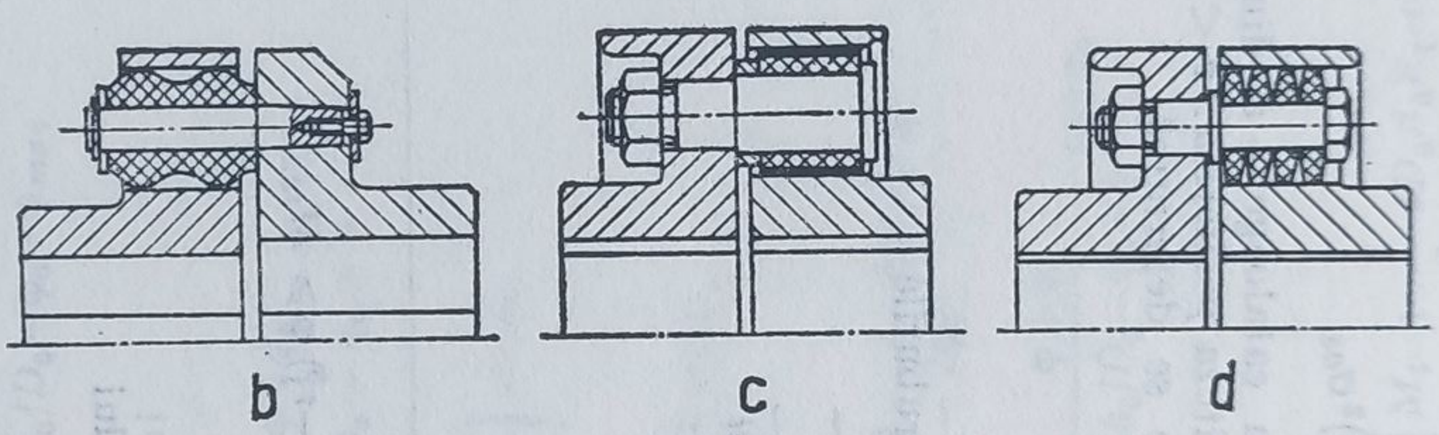


Fig. 9.51. Variante constructive ale cuplajelor elastice cu bolțuri: *a* — două variante ale cuplajului *Rico* [107]; *b* — cuplaj *Boltimont* [25]; *c* — cuplaj cu elementul elastic cilindric [81]; *d* — cuplaj tip *Sadi* [82], cu inele trapezoidale.

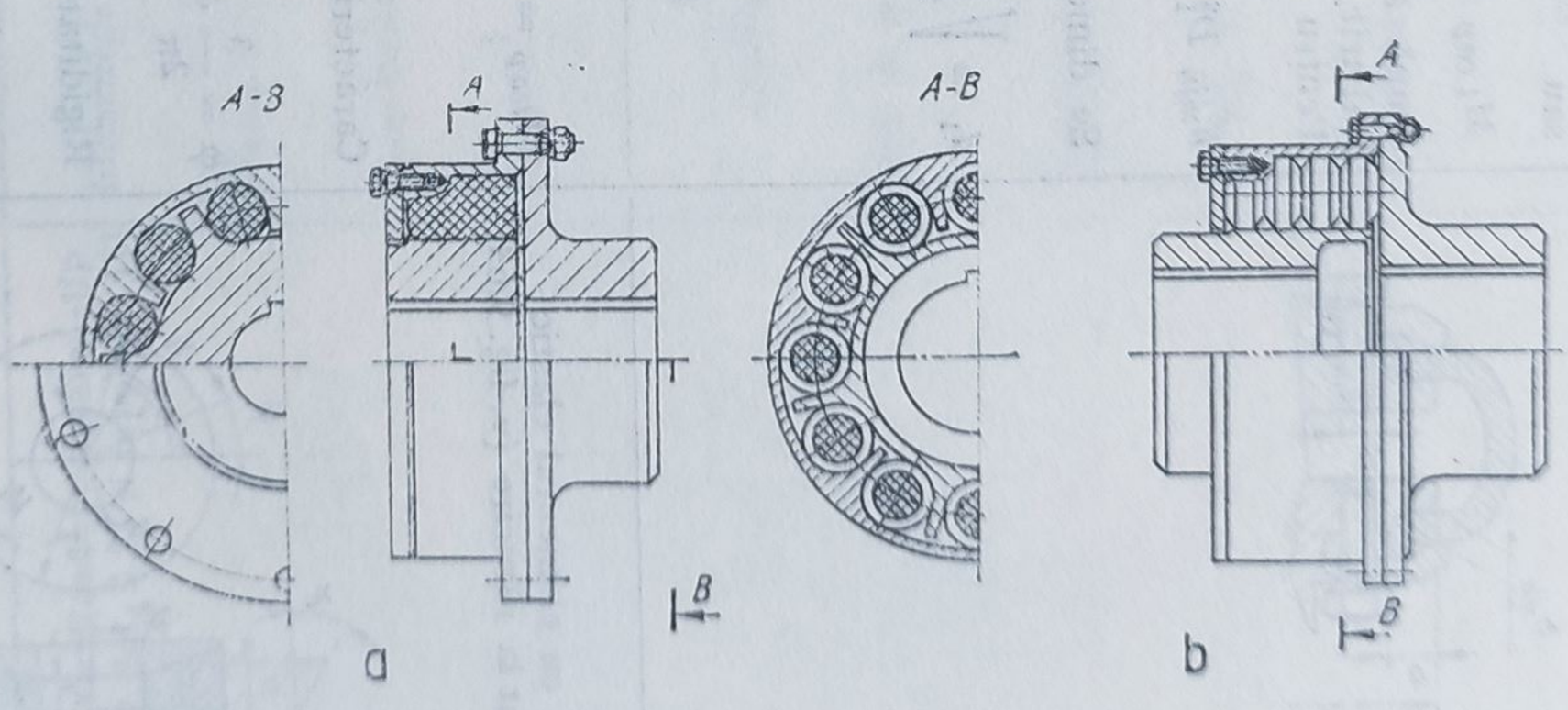


Fig. 9.52. Două variante ale cuplajului *Holset*, cu gheare și blocuri din cauciuc [93].

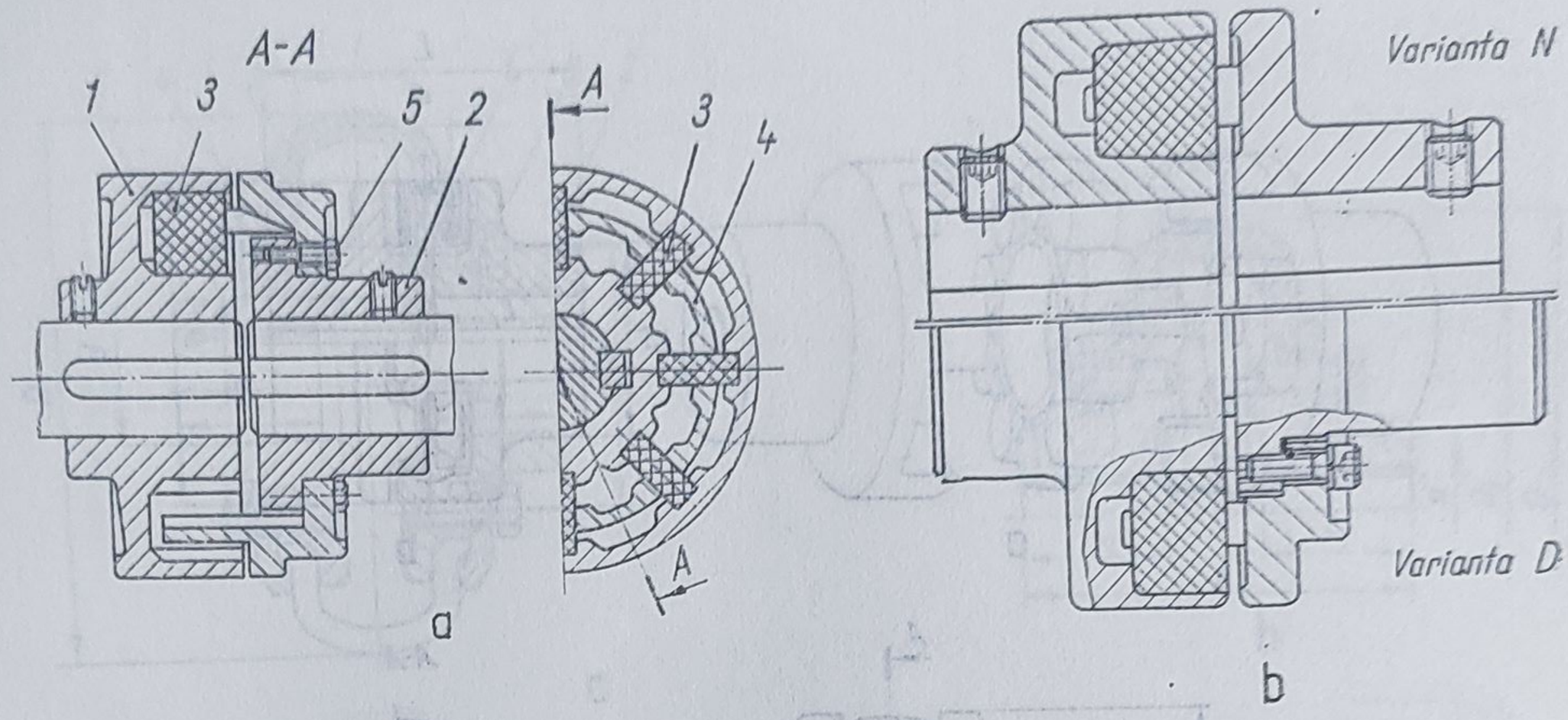


Fig. 9.53. Cuplaje elastice cu plăci (lamele) din cauciuc:
a — cuplaj *Eflex* [58, 81] sau *Eupex* [59, 88]; *b* — două variante tipizate în țară [75]; *1, 2* — semicuplaje; *3* — plăci (lamele) din cauciuc; *4* — ghearele semicuplajului; *5* — șuruburi pentru ușurarea montării (demontării).

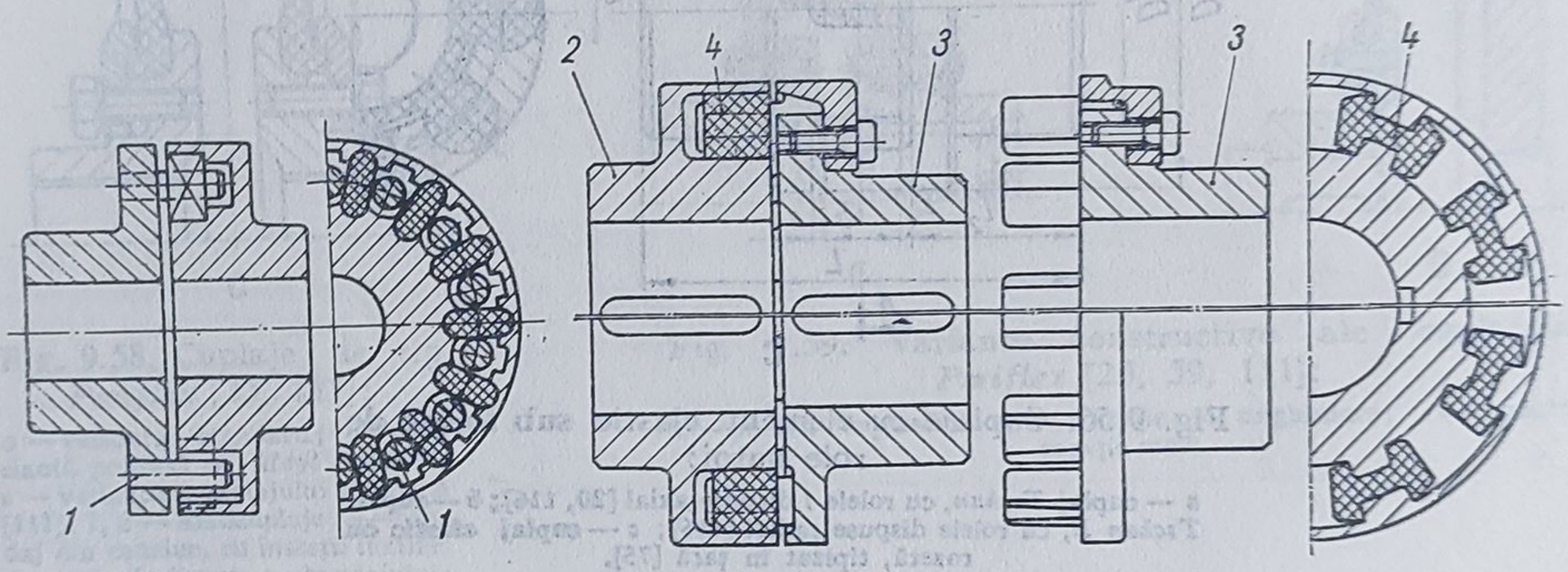


Fig. 9.54. Variante constructive ale cuplajelor elastice cu plăci (lamele) [25, 59, 81, 86 etc.]:
a — ghearele au fost înlocuite cu bolțurile cilindrice *1*, executate din oțel și rectificate; *b* — cuplaj *N-Eupex*, produs de *Flender* [88]; *2, 3* — semicuplaje; *4* — element elastic.

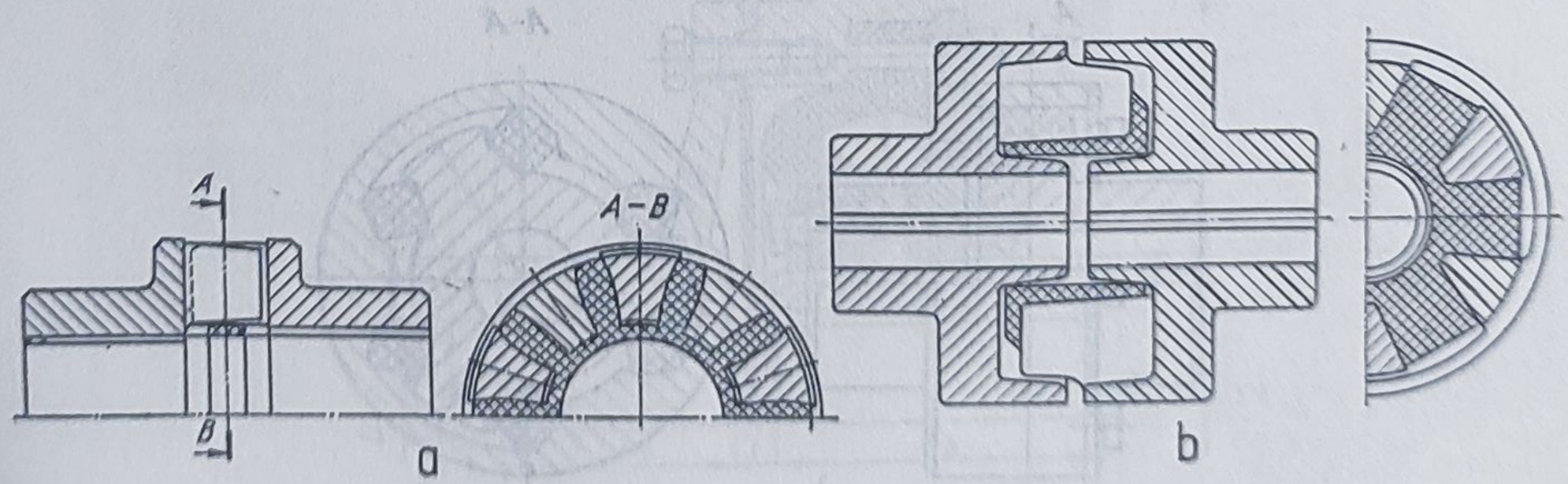


Fig. 9.55. Cuplaje cu element elastic în formă de stea:
a — cuplaj *Hadeflex-X* [86] care poate prelua abateri unghiulare de max 1°30', axiale de 0,3—6,4 mm și radiale de 0,01—2,2 mm; *b* — cuplaj *Euroflex* [59], care poate prelua abateri unghiulare de 1°—3°, axiale de 1,5 mm și radiale de 1 mm.

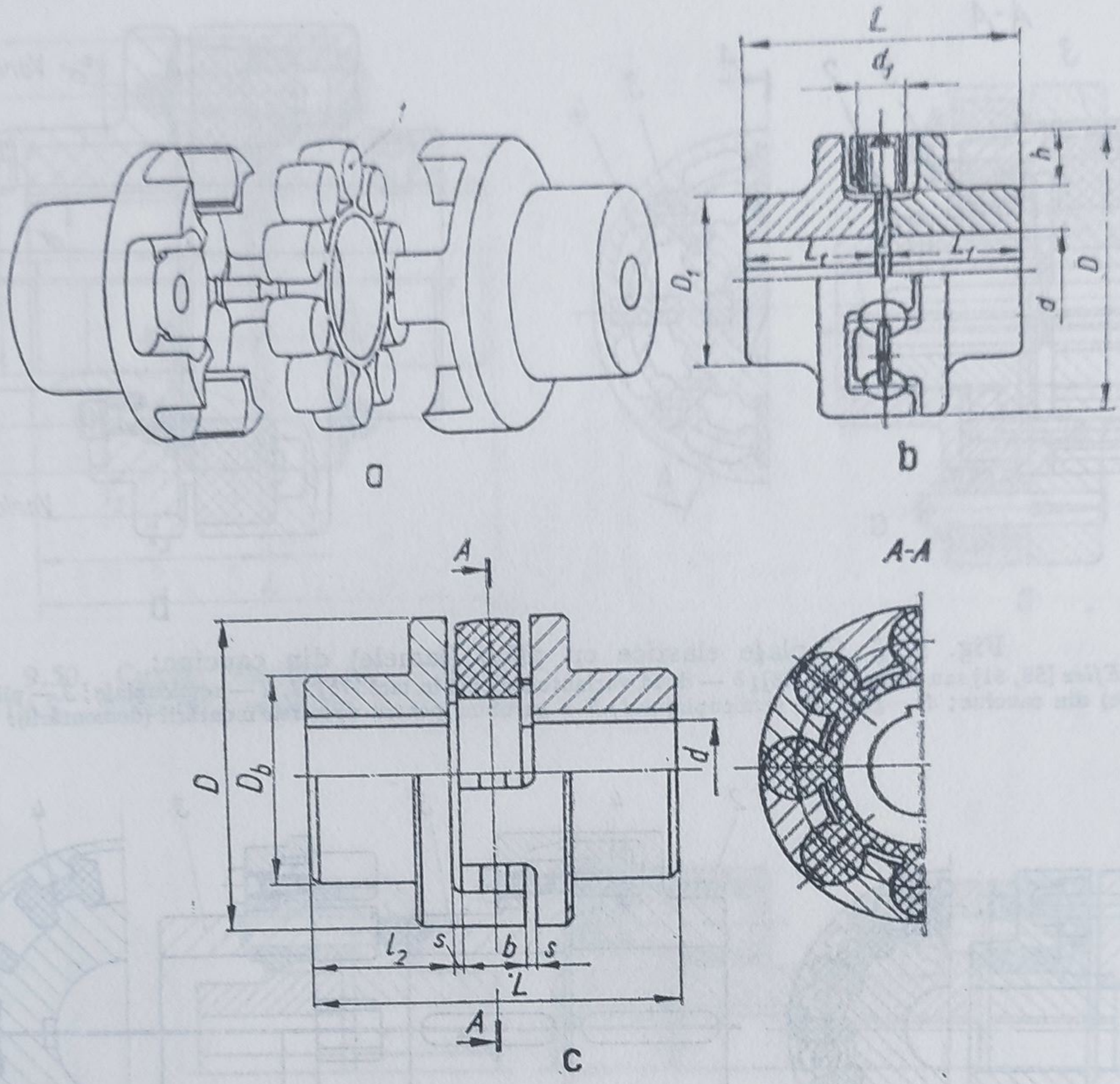


Fig. 9.56. Cuplaje cu element elastic sub formă de role butoi:

a — cuplaj *Tschan*, cu rolele *1* dispuse axial [20, 116]; *b* — cuplaj *Tschan B*, cu rolele dispuse radial [116]; *c* — cuplaj elastic cu rozetă, tipizat în țară [75].

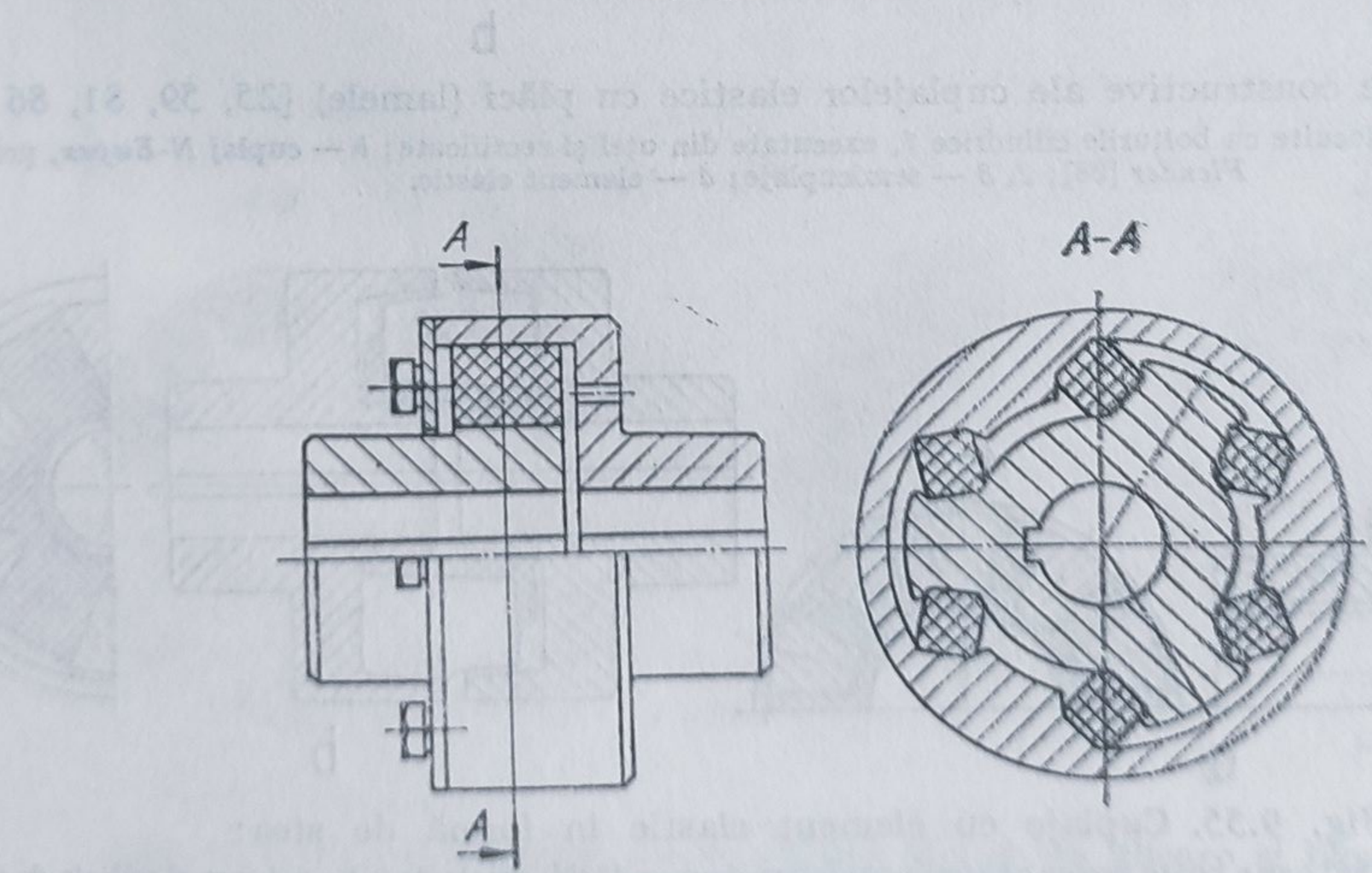


Fig. 9.57. Cuplaj elastic cu prisme, tipizat în țară [75].

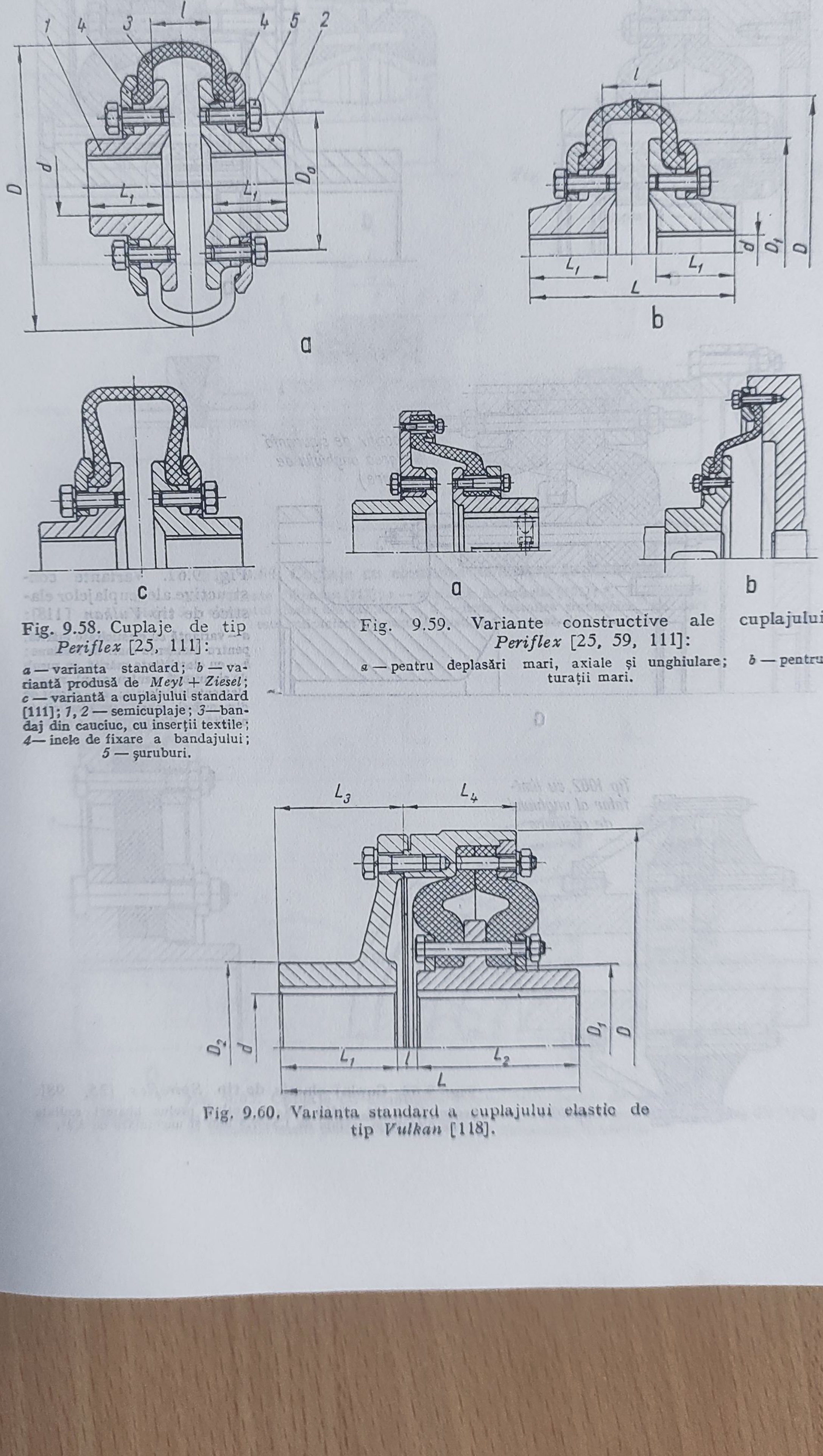


Fig. 9.58. Cuplaje de tip *Periflex* [25, 111]:

a — varianta standard; *b* — variantă produsă de *Meyl + Ziesel*; *c* — variantă a cuplajului standard [111]; *1, 2* — semicuplaje; *3*—bandaj din cauciuc, cu inserții textile; *4*— inele de fixare a bandajului; *5* — șuruburi.

Fig. 9.59. Variante constructive ale cuplajului *Periflex* [25, 59, 111]:

a — pentru deplasări mari, axiale și unghiulare; *b* — pentru turații mari.

Fig. 9.60. Varianta standard a cuplajului elastic de tip *Vulkan* [118].

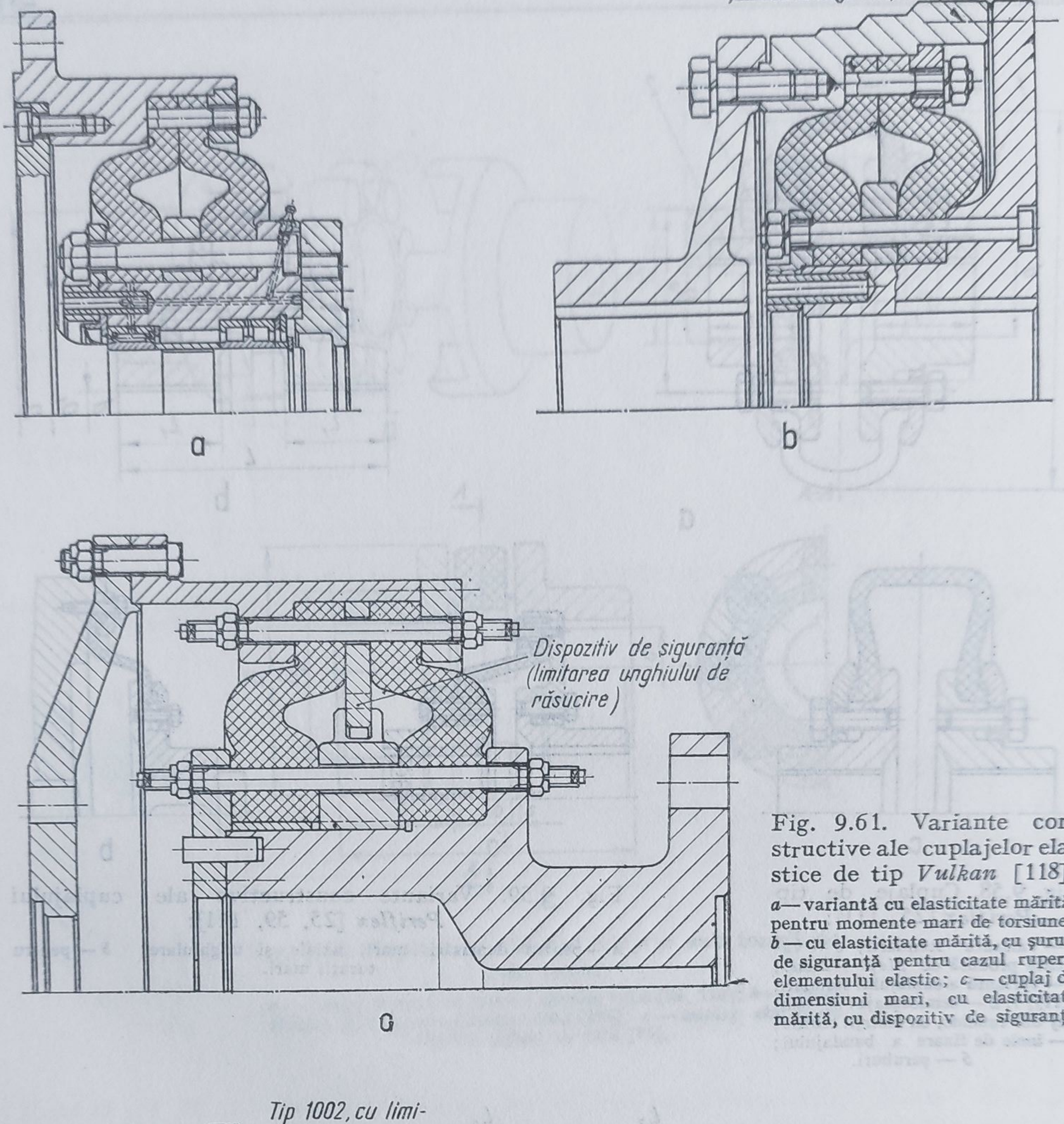


Fig. 9.61. Variante constructive ale cuplajelor elastice de tip *Vulkan* [118]:
a — variantă cu elasticitate mărită, pentru momente mari de torsiune; *b* — cu elasticitate mărită, cu şurub de siguranţă pentru cazul ruperii elementului elastic; *c* — cuplaj de dimensiuni mari, cu elasticitate mărită, cu dispozitiv de siguranţă

Fig. 9.62. Cuplaj elastic de tip *Spiroflex* [25, 98]: pentru $M_t = 136...20250$ daN·m putînd prelua abateri radiale de 0,8—5mm, axiale de 1,5—9,3 mm şi unghiulare de 3,2°.

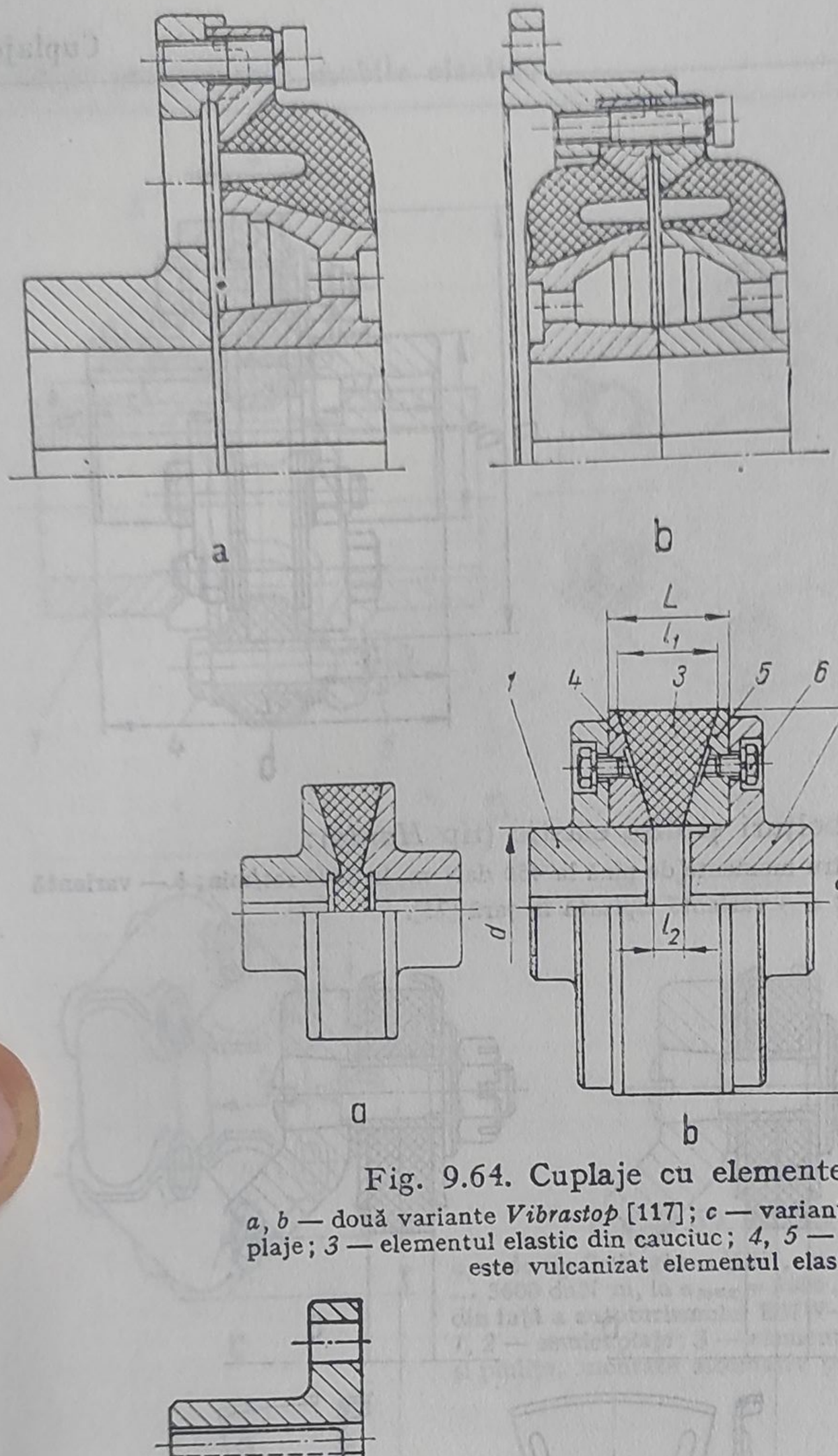


Fig. 9.63. Cuplaje elastice de tip *Aflex* [86]:
a — simplu; *b* — dublu.

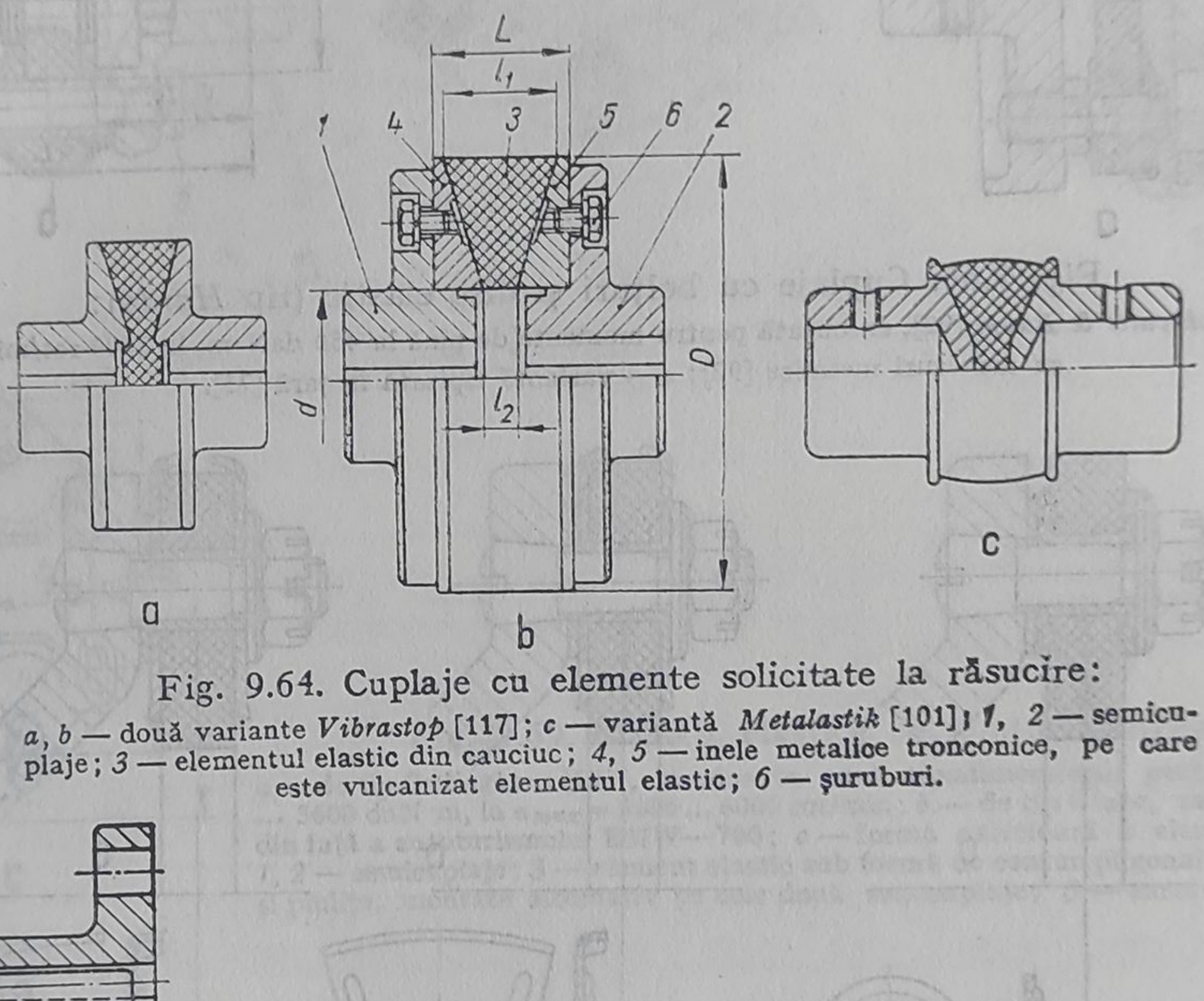


Fig. 9.64. Cuplaje cu elemente solicitate la răsucire:
a, *b* — două variante *Vibrastop* [117]; *c* — variantă *Metalastik* [101]; *1*, *2* — semicuplaje; *3* — elementul elastic din cauciuc; *4*, *5* — inele metalice tronconice, pe care este vulcanizat elementul elastic; *6* — şuruburi.

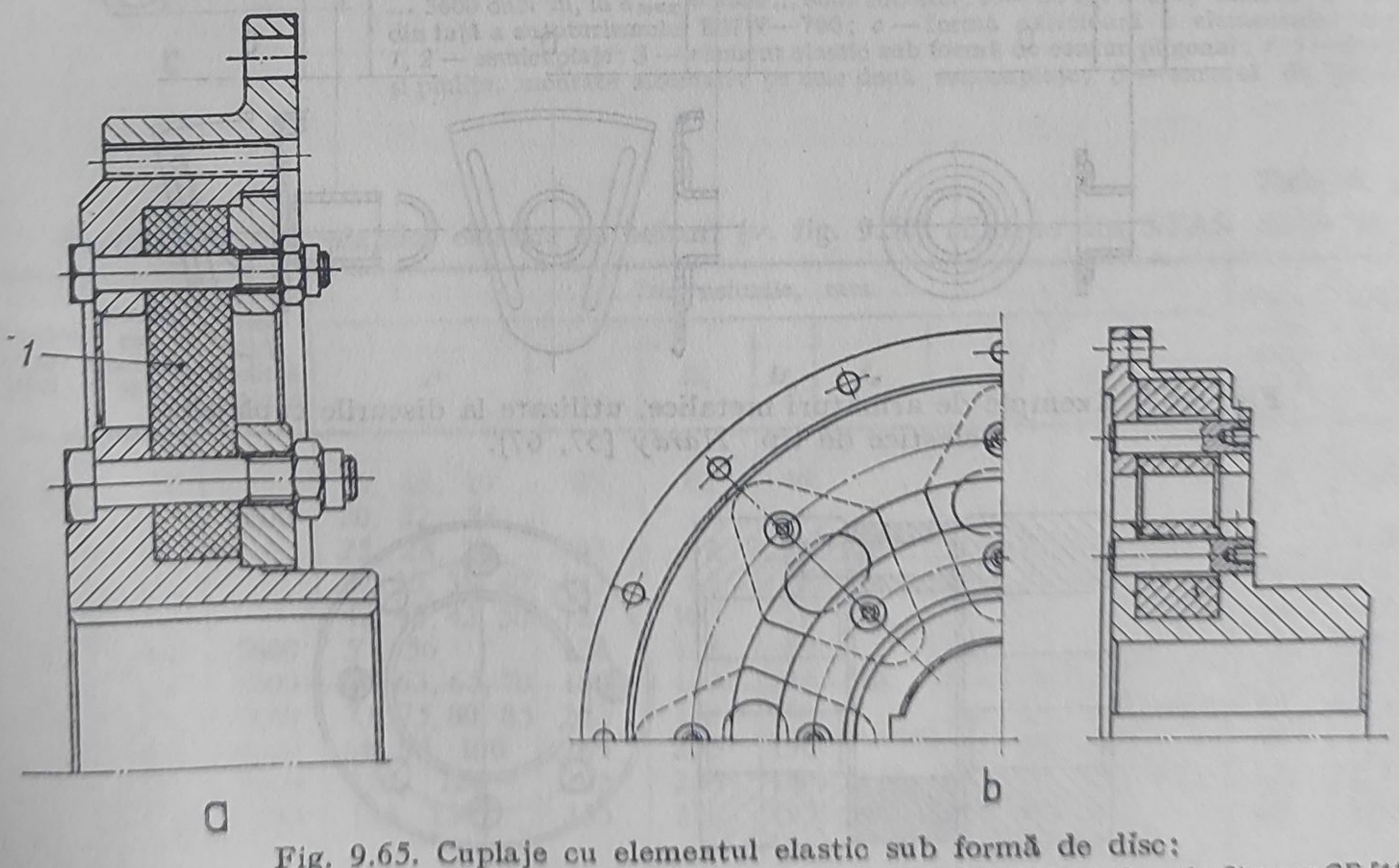


Fig. 9.65. Cuplaje cu elementul elastic sub formă de disc:
a — tip *Vulastik* [118] (se execută în 34 de tipodimensiuni, pentru M_t = 48 ... 1960 daN·m); *b* — tip *Stromag GE* [111,] cu elementul elastic multiplu rombic; *1* — disc din cauciuc, cu inserţii.

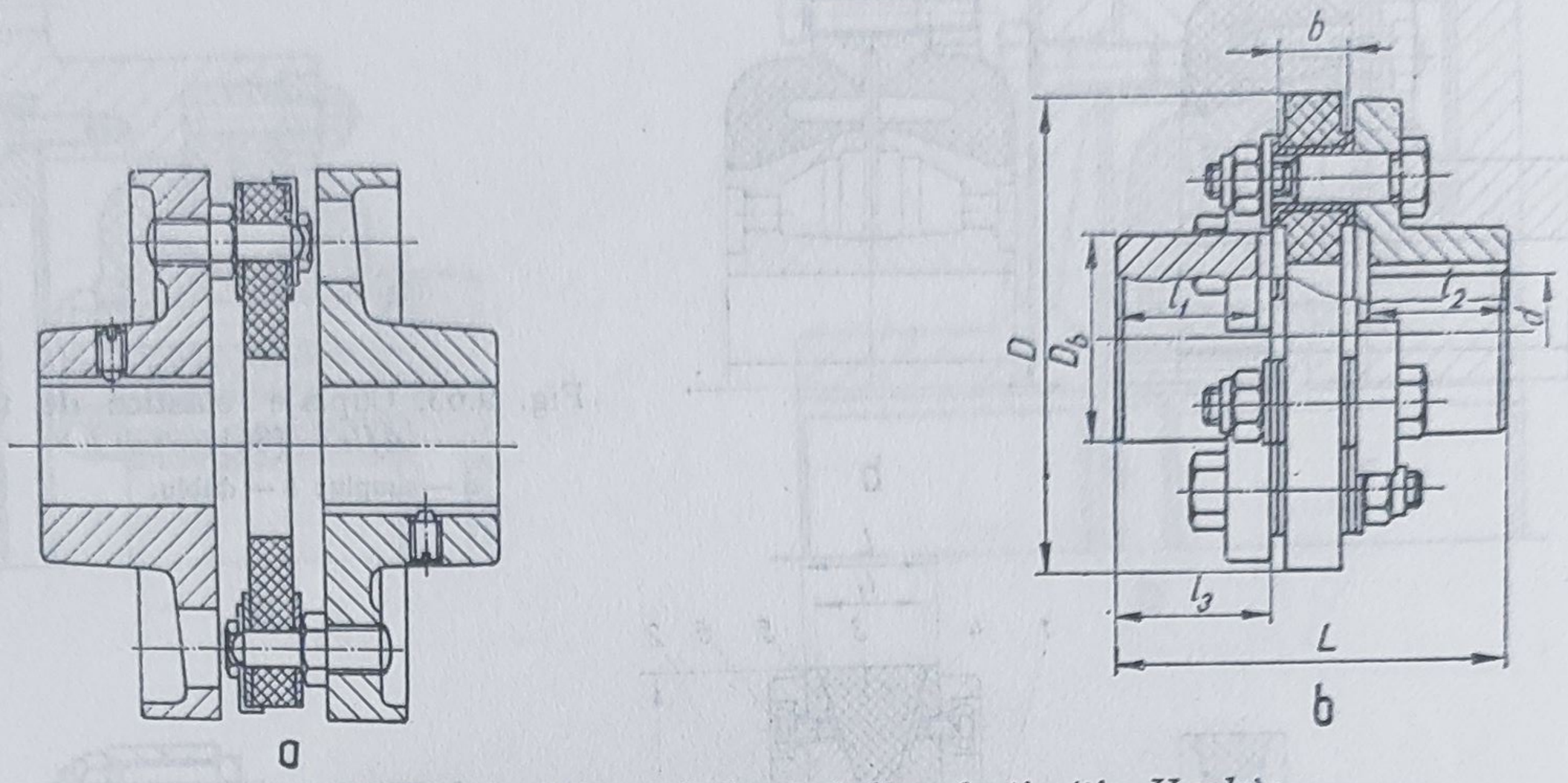


Fig. 9.66. Cuplaje cu bolțuri și disc elastic (tip *Hardy*):
a — variantă *Hochreuter & Baum* [92], executată pentru momente de pînă la 450 daN·m, la 2600 rot/min; *b* — variantă cu armături metalice [92]; *c* — variantă tipizată în țară [75].

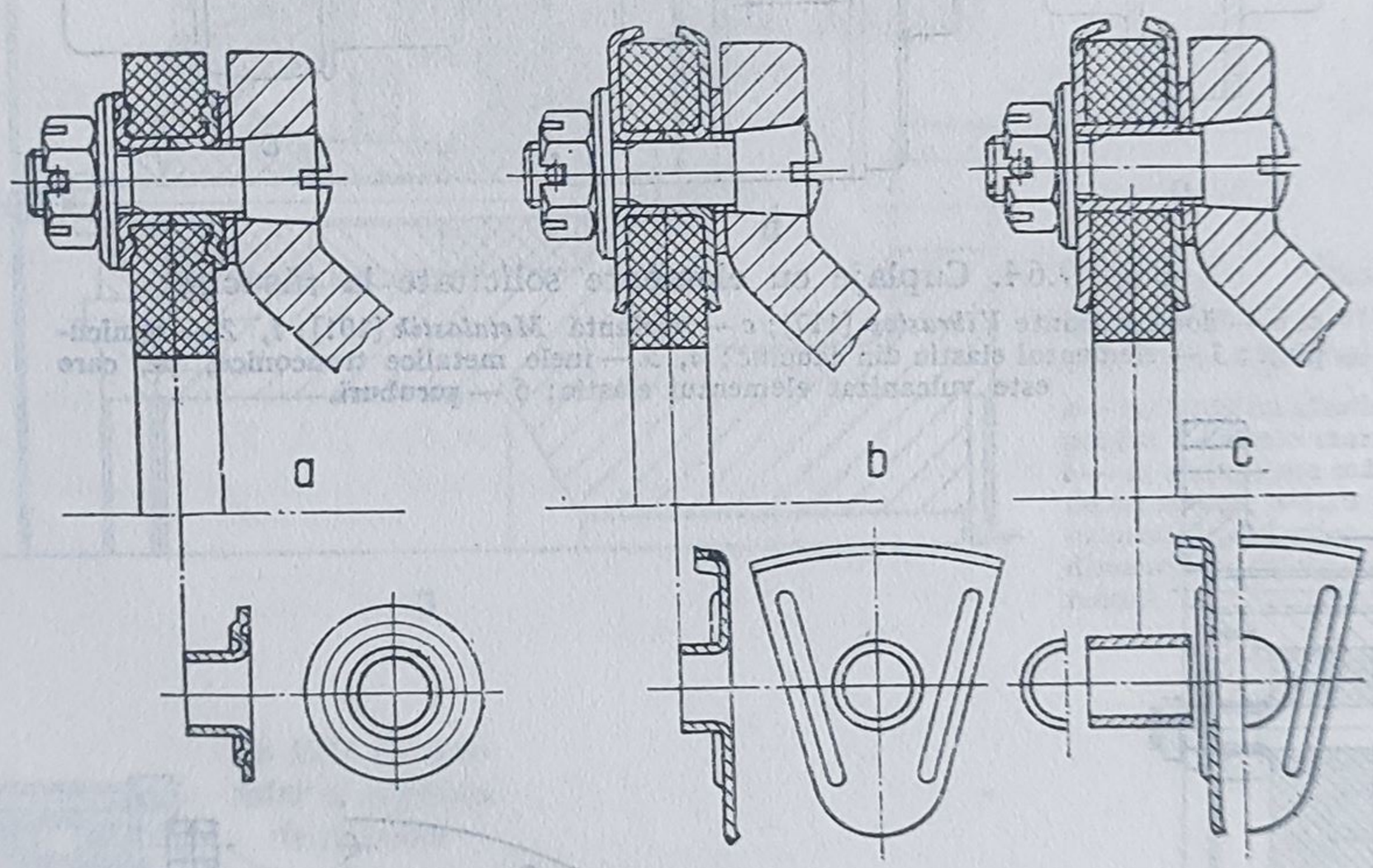


Fig. 9.67. Exemple de armături metalice, utilizate la discurile cuplajelor elastice de tip *Hardy* [57, 67].

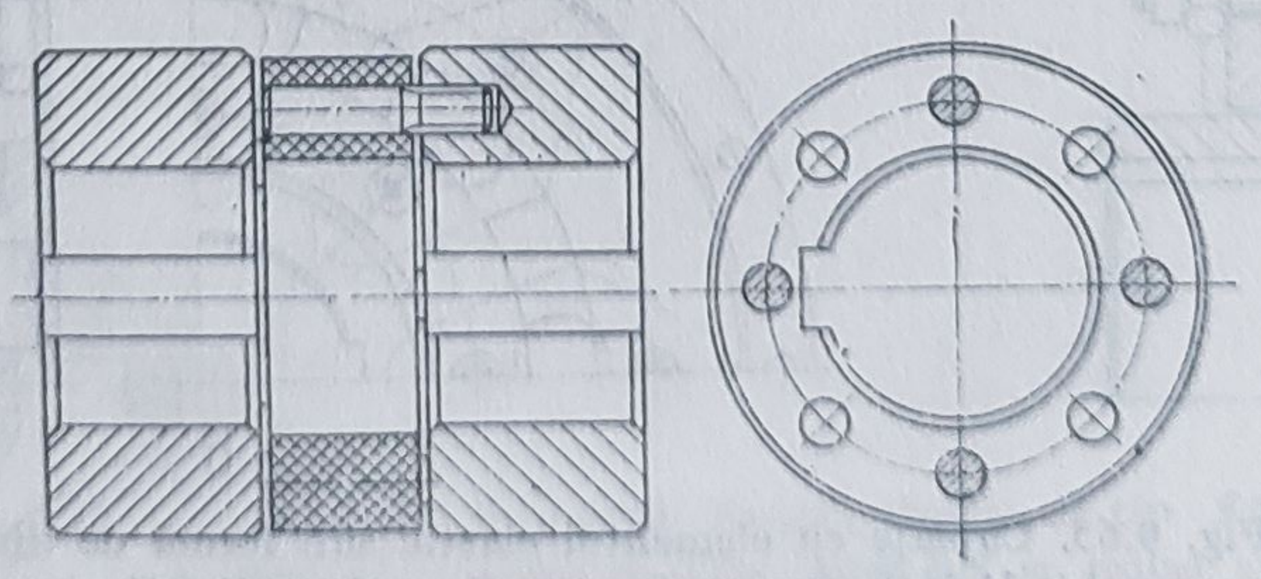


Fig. 9.68. Cuplaj elastic de tip *Stüflex* [111].

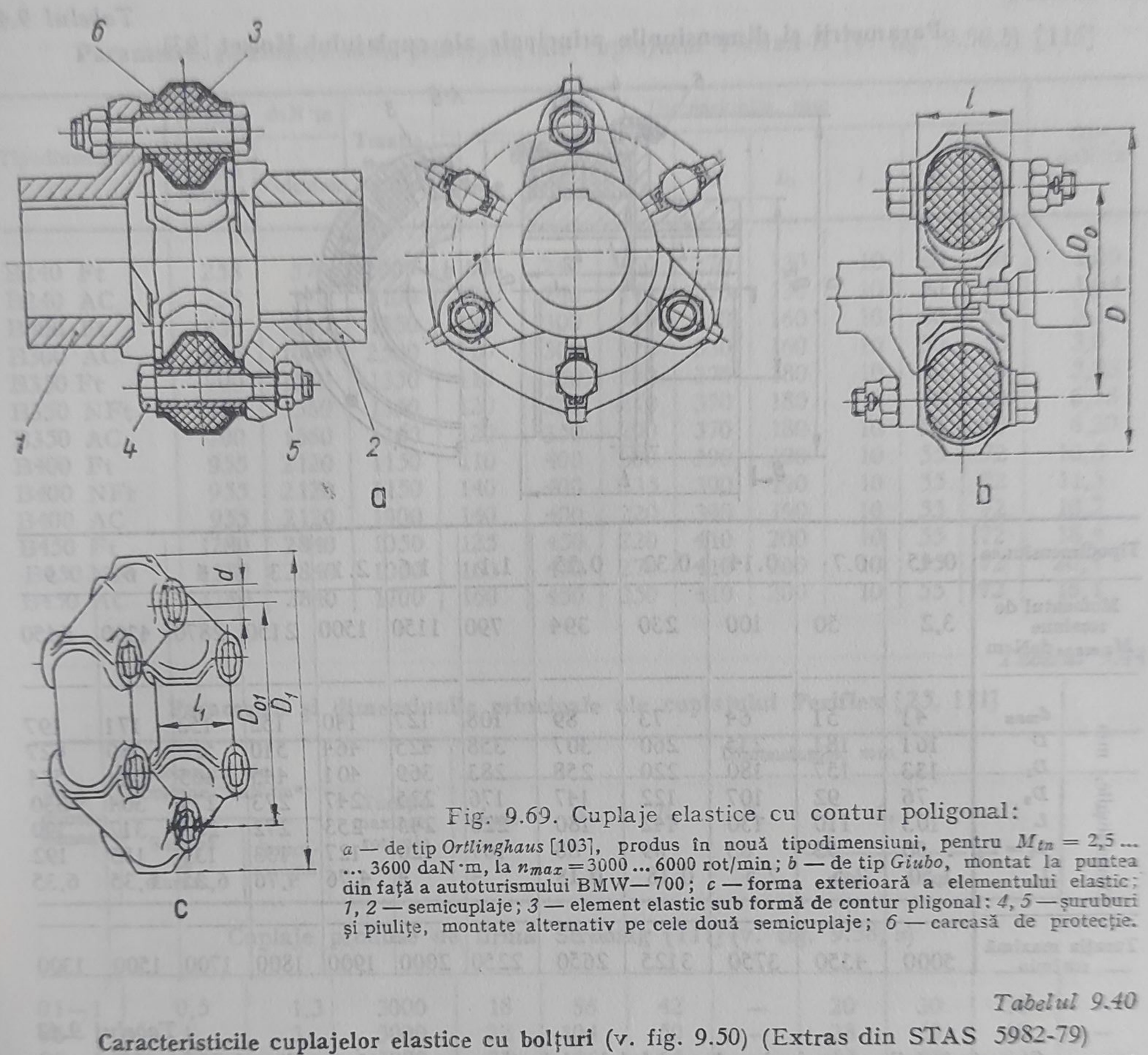


Fig. 9.69. Cuplaje elastice cu contur poligonal:

a — de tip *Ortlinghaus* [103], produs în nouă tipodimensiuni, pentru M_{tn} = 2,5 ... ... 3600 daN·m, la n_{max} = 3000 ... 6000 rot/min; *b* — de tip *Giubo*, montat la puntea din față a autoturismului BMW—700; *c* — forma exterioară a elementului elastic; *1, 2* — semicuplaje; *3* — element elastic sub formă de contur pligonal: *4, 5* — șuruburi și piulițe, montate alternativ pe cele două semicuplaje; *6* — carcasă de protecție.

Tabelul 9.40

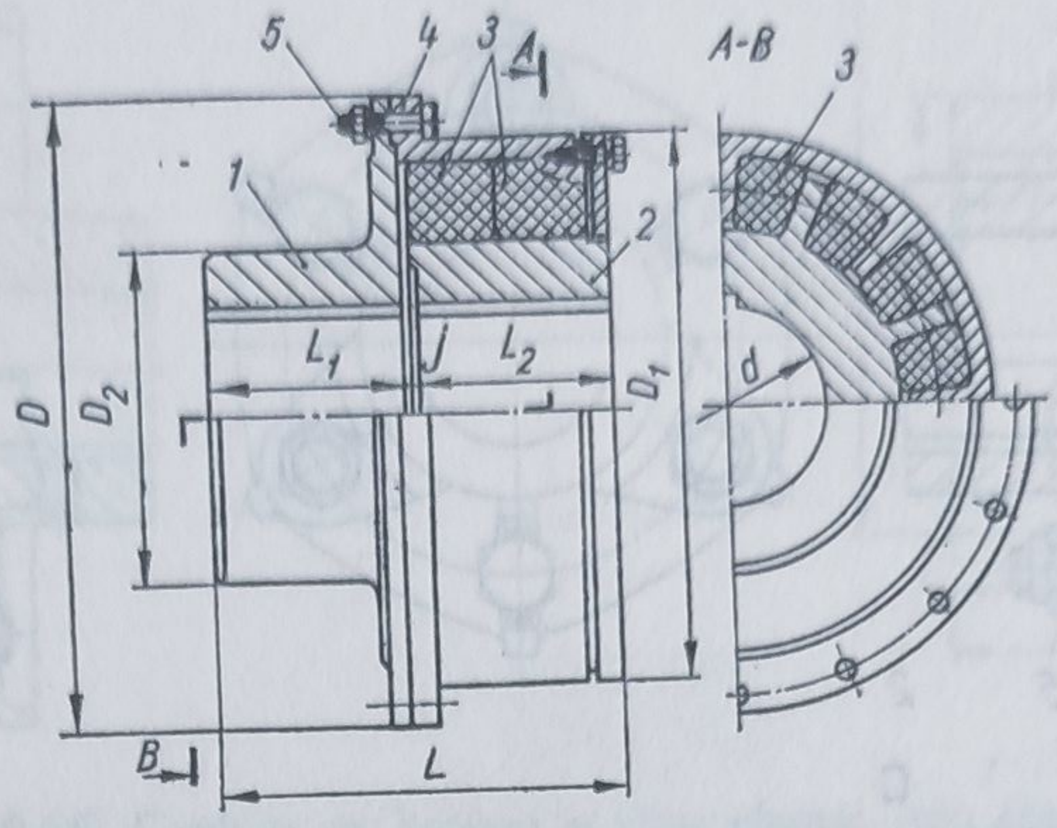
Caracteristicile cuplajelor elastice cu bolțuri (v. fig. 9.50) (Extras din STAS 5982-79)

Mărimea cuplajului	Momentul nominal, N·m	Turația* maximă, rot/min	Dimensiunile, mm									Numărul bolțurilor	Momentul de inerție, kg·m²
			d*	D	D_1	D_2	d_4	L	l_2	l_4	s		
1	20	6000	16, 18, 19 20, 22, 24	88	62	40	M6	66	14	32	2±1	4	0,0051
2	45		25, 28, 30	98	71	48		76	19	37		6	0,0078
3	112		32, 35, 38, 40	112	85	62		86	24	42	3±1	10	0,0153
4	236		42, 45, 42, 50	127	100	76	M8	107	34	52		8	0,0260
5	500	5600	55, 56	158	118	84		129	33	63	4±1	12	0,0796
6	900	5000	60, 63, 65, 70	180	140	105		160	48	78		16	0,1544
7	1500	4500	71, 75, 80, 85	212	172	130	M12	192	64	94	4±2	10	0,3230
8	2240	4000	90, 95, 100	264	205	150		212	59	104		12	1,1700
9	3350	3600	110, 120	295	235	180		252	79	124		14	1,7760
10	4750	3300	125, 130	335	270	195		292	99	165			3,0170

* Valorile indicate corespund semicuplajelor executate din OT 60-3

Tabelul 9.41

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului Holset [93]



Tipodimensiunea		0.45	0.7	0.14	0.32	0.55	1.1	1.6	2.1	3	4	6	9
Momentul de torsiune $M_{t\,max}$, daN·m		3,2	50	100	230	394	790	1150	1500	2150	2870	4300	6450
Dimensiunile, mm	d_{max}	41	51	64	73	89	108	127	140	152	152	171	197
	D	161	181	215	260	307	358	425	464	510	522	580	627
	D_1	133	157	180	220	258	283	369	401	445	465	514	554
	D_2	76	92	107	122	147	176	225	247	273	279	304	330
	L	103	110	130	142	180	220	245	253	272	285	317	390
	$L_1 = L_2$	50	53	63	69	88	107	120	127	133	139	155	192
	l	1,50	2,5	2,5	0,18	0,18	4	4	4,76	4,76	6,35	6,35	6,35
Turația maximă rot/min		5000	4350	3750	3125	2650	2250	2000	1900	1800	1700	1500	1300

Tabelul 9.42

Caracteristicile principale ale cuplajelor elastice cu rozetă (v. fig. 9.56, *c*) [75]

Mărimea cuplajului	Momentul nominal, N·m	Turația* maximă, rot/min	Dimensiunile, mm							Momentul de inerție, kg·m²
			nominal d*	D	D_b	L	l_2	b	s	
3	26,5	15000	20; 22; 24; 25; 28	48	40	36 42	28	13	2	0,000045
4	67	11200	30; 32	74	50	58	39,5	19	2,5	0,0031
5	90	9000	35; 38	84	62	58	44	20	3	0,0059
6	150	7100	40; 42	102	68	82	49,5	23	3,5	0,0118
7	300	6000	45; 48	130	80	82	60	26	4	0,0429
8	500	5300	50; 55; 56	140	95	82	65	32	4	0,0597
9	800	4500	60; 63; 65	168	105	105	79	32	5	0,130
10	1320	3750	70; 71; 75	205	125	105	104	36	6	0,389
11	2000	3350	80; 85; 90	235	145	130	118	38	7	0,731
12	3150	3 [illegible]	95 100	262	160	130 165	130	46	7	1,300

* Turația și diametrul nominal corespund semicuplajelor executate din OT 60-3.

Tabelul 9.43

Parametrii şi dimensiunile principale ale cuplajului Tschan-B (v. fig. 9.56,*b*) [116]

Tipodimensiunea	M_{tmax}, daN·m		Turaţia n_{max}, rot/min	Dimensiunile, mm								GD^2, daN·m²
	Cauciuc natural	Vulcolan		d_{max}	D	D_1	L	L_1	l	d_1	h	
B240 Ft	258	570	2000	90	240	160	270	130	10	40	50	1,09
B240 AC	258	570	3100	95	240	140	270	130	10	40	50	1,04
B300 Ft	455	1000	1550	100	300	180	330	160	10	50	55	3,15
B300 AC	455	1000	2500	110	300	170	330	160	10	50	55	3,0
B350 Ft	700	1560	1350	110	350	180	370	180	10	50	60	5,83
B350 NFt	700	1560	1350	120	350	210	370	180	10	50	60	6,53
B350 AC	700	1560	2100	120	350	190	370	180	10	50	60	6,20
B400 Ft	955	2120	1150	110	400	200	390	190	10	55	72	10,5
B400 NFt	955	2120	1150	140	400	235	390	190	10	55	72	11,5
B400 AC	955	2120	1900	140	400	220	390	190	10	55	72	10,7
B450 Ft	1280	2840	1050	125	450	220	410	200	10	55	72	18,4
B450 NFt	1280	2840	1050	160	450	270	410	200	10	55	72	20,4
B450 AC	1280	2840	1700	160	450	250	410	200	10	55	72	18,4

Tabelul 9.44

Parametrii şi dimensiunile principale ale cuplajului Periflex [25, 111]

Tipodimensiunea	Momentul de torsiune, daN·m*		Turaţia maximă, rot/min	Dimensiunile, mm							
	Sarcină de durată	Supra-sarcină		d_{max}	D	D_0	D_1	L_1 min	L_1 max	l	L
Cuplaje produse de firma Stromag [111] (v. fig. 9.58, *a*)											
01–1	0,5	1,3	3000	18	86	42	—	20	30	18	—
03–1	1	3	3000	22	104	50	—	28	40	18	—
06–1	3	8	3000	32	136	65	—	35	60	22	—
10–1	7	20	3000	38	178	85	—	47	80	38	—
14–1	15	45	2500	50	210	110	—	59	110	38	—
18–1	30	90	2000	60	263	140	—	67	110	44	—
22–1	60	175	2000	80	310	180	—	75	140	42	—
25–1	120	350	1600	90	370	235	—	85	150	46	—
26–1	240	700	1600	100	402	260	—	95	155	50	—
Cuplaje produse de firma Meyl + Ziesel (v. fig. 9.58, *b*)											
5	12*		3000	30	137	—	102	35	20	88	
10	25		3000	40	180	—	132	47	36	125	
20	50		2600	50	214	—	165	59	40	150	
40	100		2200	60	268	—	214	67	45	174	
80	200		2000	80	315	—	258	75	44	200	
150	375		1600	95	374	—	317	85	48	215	
300	750		1600	110	405	—	347	95	52	244	

* Pentru cuplajele produse de Meyl + Ziesel se înţelege momentul maxim de torsiune

Tabelul 9.45

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului Vulkan EZ (v. fig. 9.60) [118]

d_{max} mm,	Momentul de torsiune, daN·m	Turația maximă, rot/min	Dimensiunile, mm								
			D	D_1	D_2	L	L_1	L_2	L_3	L_4	l
35	7	4600	164	54	68	120	45	68	49	41	7
48	20	4000	195	71	78	140	52	77	56	48	11
52	35	3400	222	81	89	155	60	85	64	56	10
65	60	2850	257	95	102	175	68	95	73	65	12
75	104	2500	298	106	114	210	86	112	90	79	12
95	178	2160	359	141	149	245	105	130	110	89	10
115	305	1880	414	168	178	285	110	153	118	110	22
130	525	1620	481	191	205	320	123	177	148	121	20
155	900	1370	552	225	238	390	160	205	173	145	25

Tabelul 9.46

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului Vibrastop (v. fig. 9.64, *a*) [117]

Tipodimensiunea	$M_{t\,max}$, daN·m	Dimensiunile, mm				
		d	D	L	l_1	l_2
100 K	4,0	30	100	60	44	30
125 K	7,5	60	125	60	44	30
150 K	13,5	60	150	60	40	24
185 K	25,0	65	185	60	40	24
200 K	31,0	80	200	80	56	40
250 K	60,0	100	250	80	56	36
285 K	84,0	150	285	100	76	50

Tabelul 9.47

Caracteristicile cuplajelor elastice cu disc frontal (v. fig. 9.66, *b*) [75]

Mărimea cuplajului	Momentul nominal, N·m	Turația maximă, rot/min	Dimensiunile, mm						
			nominal d_{max}	D	D_b	L	l_1 l_2	l_3	b
1	500	5500	25	76,5	37	85,5	32	35,5	12
2	1000	5000	32	96	46	106,3	45	49	15
3	2000	4500	42	122	62	139	54	58,5	18
4	4000	4000	50	142	73	164	65	69,5	21
5	6300	3500	60	162	92	177	70	74,5	24
6	8000	3100	70	182	100	202	80	85,5	26
7	12500	2700	80	200	116	226	90	95,5	30
8	16000	2400	90	232	130	270,5	110	116,5	32
9	25000	2200	95	250	140	286,5	115	121,5	38
10	31500	2100	110	280	155	307,5	123	129,5	42
11	50000	1800	120	295	174	325,5	130	136,5	46

Tabelul 9.48

Caracteristicile cuplajului elastic cu contur poligonal, de tip Giubo (vezi fig. 9.69, b și c)*

Momentul de torsiune, daN·m		Unghiul maxim de răsucire grad	Abaterile maxime** preluate		Dimensiunile, mm							Forma conturului poligonal
Capabil	Dinamic		unghiulare, grd	axiale, mm	D	D_1	D_0	D_{01}	l	l_1	d	
4	10	7	±8	±5	91	100	65	74	28	22	8	Hexagonală
7	17	8	±8	±5,5	108	118	76	86	30	26	10	
8	20	8	±8	±6	118	129	85	96	32/36	27	10	
12	30	8	±8	±7	135	148	96	109	40	30	10	
16	40	8	±8	±7	142	152	100	110	46	35	12	
27	65	8	±8	±9	181	195	132	146	50	40	12/14	
55	140	8	±8	±12	234	259	170	195	62	50	20	
80	200	8	±8	±12	254	280	186	212	68	56	20	
120	300	6	±6	±11	281	314	210	243	78	60	20	Octogonală
240	600	5	±5	±14	380	414	280	314	100	80	27	

* Datele conform Reimpell, Z. *Fahrwerktechnik*, Würzburg, Vogel-Verlag, 1970.

** În condiții de funcționare continuă.

9.5. Cuplaje intermitente comandate

Notații specifice

A — aria suprafeței de frecare;
b — lățimea suprafeței de frecare;
c — căldura specifică;
D_{disp} — debitul de ulei disponibil;
F_c, F_a — forța de cuplare sau forța de apăsare permanentă la cuplajele cu suprafețe conice și combinate, respectiv forța de acționare;
F_{c1} — forța de cuplare necesară în timpul procesului de cuplare;
i — numărul suprafețelor de frecare;
I_e — intensitatea curentului de excitație
k_1 — rigiditatea burdufului în direcția deformării;
k_{ad} — rigiditatea arcurilor de decuplare;
$L_{st}, L_{din}, L_{tot}, L_c$ — lucrul mecanic static, dinamic, respectiv, total; lungimea totală a conductorului bobinei de excitație;
m — masa; masa totală a pieselor în frecare;
M_a — momentul de accelerare a părții conduse;
M_{st}, M_{din}, M_r — momentul static, dinamic, respectiv rezidual;
$M_{sarc}, M_{sarc\,max}$ — momentul de sarcină redus la arborele semicuplajului condus, respectiv, valoarea maximă a acestuia;
n, n_h, n_{sp} — turația; numărul de cuplări pe oră; numărul de spire ale bobinei de excitație;
q, q_a — încărcarea termică specifică, respectiv, încărcarea termică specifică admisibilă;
Q — cantitatea de căldură;
p — presiunea;
P — puterea (mecanică, de excitație);
R — rezistența electrică;
s_c — secțiunea conductorului;
S — densitatea de curent;
t_c, t_d, t_p — timpul de cuplare, de decuplare, respectiv, de patinare;
t_{apc} — timpul admisibil de patinare continuă;
U — tensiunea de excitație;
V — volumul;
z — numărul de dinți, de gheare, de discuri, de pîrghii, respectiv, de plunjere;

z_1, z_2 — numărul discurilor legate de semi cuplajul conducător, respectiv, condus;

α — unghiul flancurilor active ale gheărelor sau dinților frontali; unghiul de înclinare a suprafețelor de frecare conice; unghiul de înfășurare — pe partea condusă — la cuplajele de tip *Schwartz*;

γ — coeficientul de utilizare a suprafețelor de frecare;

δ — întrefierul; jocul diametral (strîngerea diametrală) la cuplajele *Schwartz*;

Δt — creșterea de temperatură;

ρ — densitatea; rezistența electrică specifică;

ω_0, ω_n — viteza unghiulară inițială, respectiv finală a părții conduse.

Cuplajele intermitente comandate se folosesc, pe scară largă, la sistemele de acționare care necesită cuplări și decuplări repetate, modificarea regimurilor de funcționare, schimbarea sensului de mișcare (autovehicule, mașini-unelte, laminoare, prese etc.) [25].

9.5.1. *Cuplaje intermitente rigide*

Din această categorie fac parte cuplajele cu gheare frontale și cu dinți — dantură radială sau frontală — a căror cuplare poate fi comandată.

Cuplajele intermitente rigide se caracterizează prin capacitate mare de transmitere a momentului de torsiune — la dimensiuni reduse — și simplitate constructivă; se remarcă însă apariția șocurilor la cuplare — în condițiile mișcării nesincrone a elementelor legate prin cuplaj — și necesitatea centrării precise a semicuplajelor.

Viteza relativă la care poate avea loc cuplarea se limitează la 0,7—0,8 m/s [25, 57, 68], datorită șocurilor care apar în transmisie, în procesul de cuplare.

În tabelul 9.49 [25, 56 etc.] sînt prezentate relațiile și recomandările necesare pentru calculul cuplajelor intermitente rigide, iar în fig. 9.70 — schema logică pentru programarea calculului [25].

Unghiul de înclinare a flancului activ este limitat, astfel încît să nu fie necesară — în timpul funcționării — o apăsare relativă permanentă.

Se recomandă ca materialul semicuplajelor să aibă o duritate de 56—62 HRC, în zona profilelor conjugate [25, 57, 67].

O serie de recomandări dimensionale — cu caracter informativ — referitoare la cuplajele cu gheare sînt prezentate în tabelul 9.50.

În fig. 9.71 se prezintă un cuplaj intermitent dințat dublu cu comandă mecanică, iar în fig. 9.72 — un cuplaj cu dantură frontală, comandat electromagnetic. Utilizarea cuplajelor cu dantură frontală este exemplificată în fig. 9.73 și 9.74.

În țara noastră se produc — la I.M. Cugir [85] — cuplaje cu dantură frontală, caracteristicile și dimensiunile acestora fiind prezentate în tabelul 9.51.

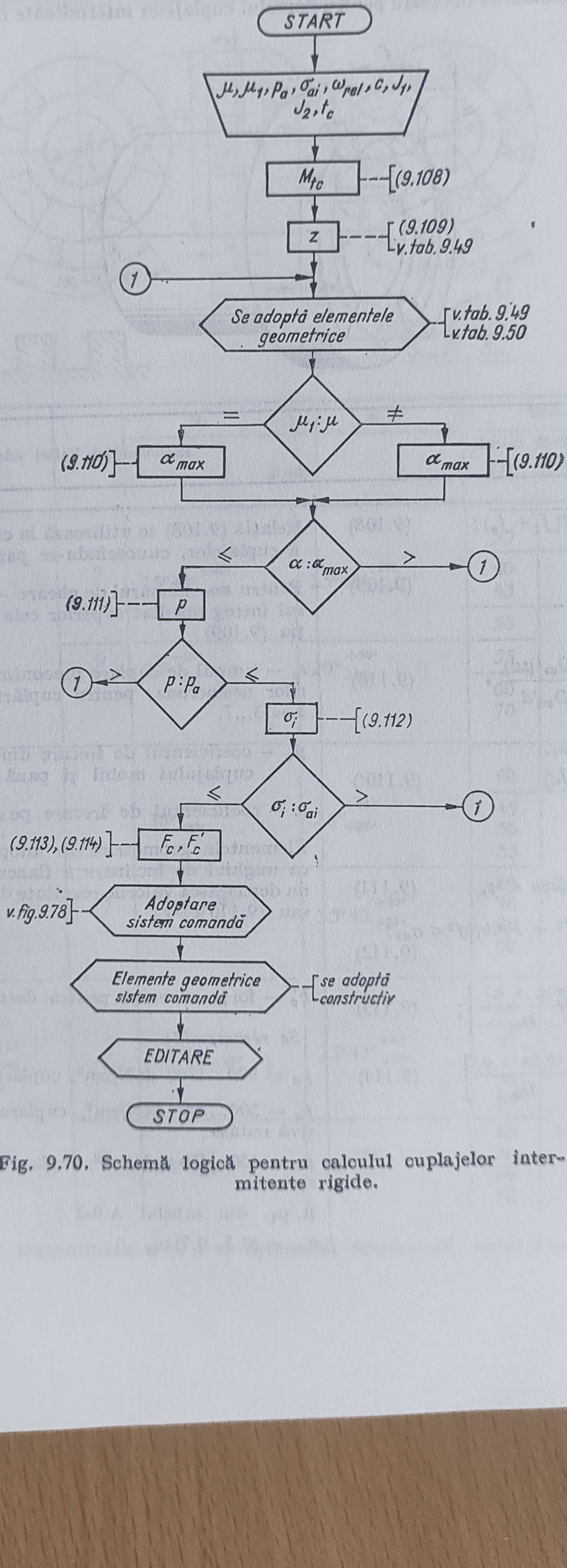
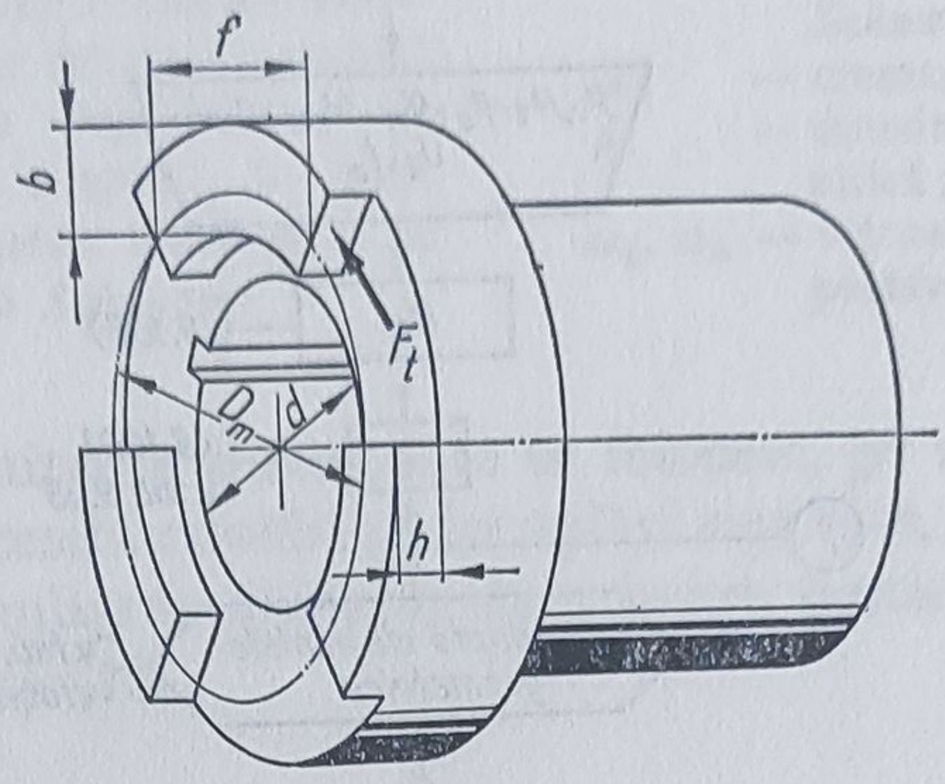


Fig. 9.70. Schemă logică pentru calculul cuplajelor intermitente rigide.

Tabelul 9.49

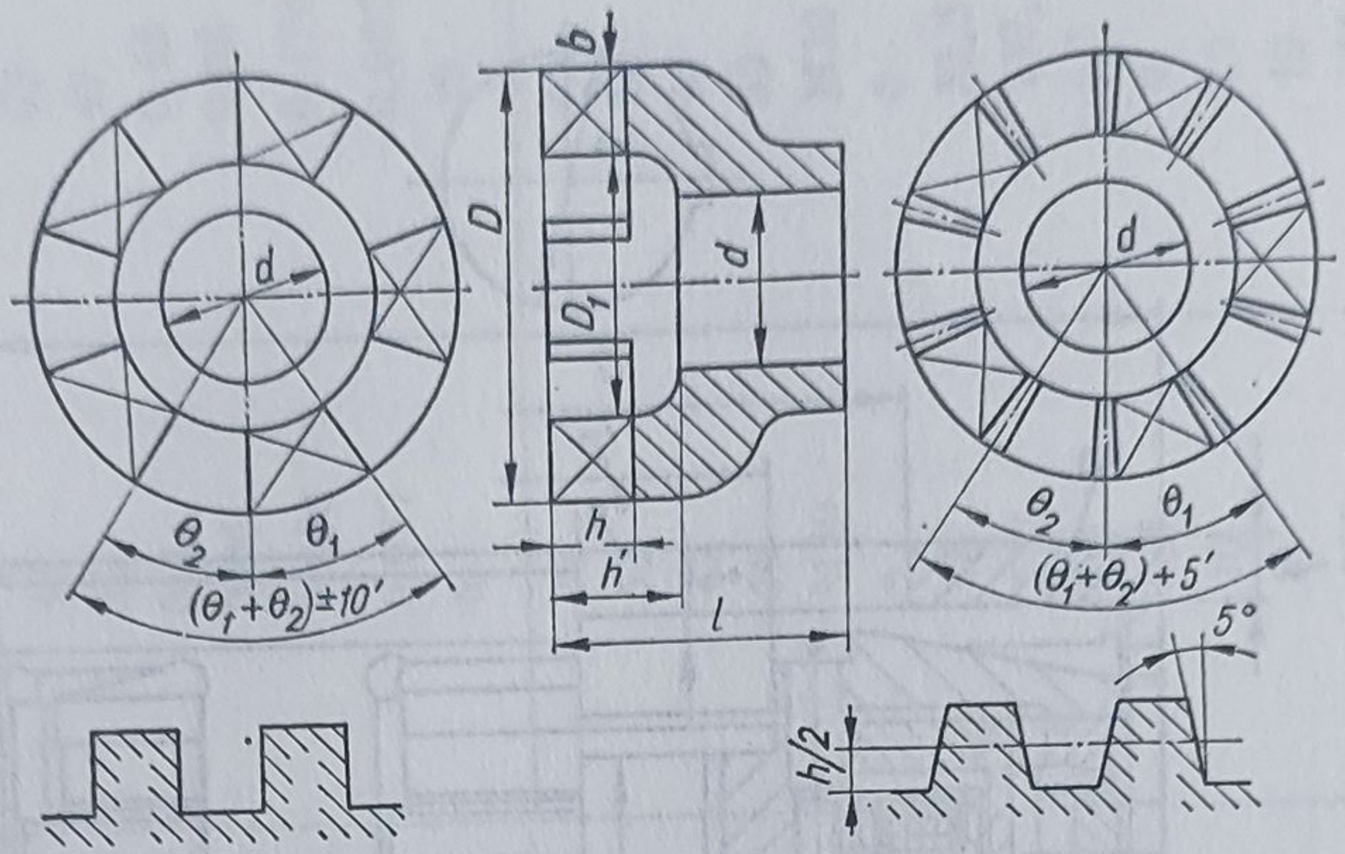
Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul cuplajelor intermitente rigide [25, 56 etc.]



Relaţiile de calcul		Recomandări. Valori admisibile
$M_{tc} = \omega_{rel}\sqrt{kJ_1J_2/(J_1+J_2)}$;	(9.108)	Relaţia (9.108) se utilizează la cuplarea nesincronă a cuplajelor, cunoscîndu-se parametrii respectivi
$z = 2\pi/\omega_{rel}\cdot t_c$	(9.109)	Pentru z — numărul de gheare — se adoptă numărul întreg imediat superior celui calculat cu relaţia (9.109);
$\alpha_{max} = \dfrac{\mu(1+\mu_1 D_m/\mu d)}{1-\mu\mu_1 D_m/d}$,	(9.110)	t_c — timpul de cuplare preconizat, în cazul cuplărilor nesincrone; pentru cuplări sincrone $t_c = 0$, $z = 3...7$.
sau, pentru $\mu = \mu_1$, $\alpha_{max} = \mu(1 + D_m/d)$	(9.110′)	μ_1 — coeficientul de frecare dintre butucul semicuplajului mobil şi pană;
		μ — coeficientul de frecare pe flancul activ
		Elementele geometrice se adoptă; este necesar ca unghiul de înclinare a flancurilor active α să nu depăşească valorile rezultate din relaţiile (9.110) sau (9.110′)
$p = 2M_{tc}/0{,}75 D_m zbh \leqslant p_a$;	(9.111)	
$\sigma_i = 16 M_{tc}/D_m zbf^2 = F_t 6h/bf^2 \leqslant \sigma_{ai}$;	(9.112)	
$F_c = 2M_{tc}\left[\dfrac{\mu}{d} + \dfrac{\mathrm{tg}(\alpha+\varphi)}{D_m}\right]$;	(9.113)	F_c' — forţa necesară pentru decuplare
$F_c' = 2M_{tc}\left[\dfrac{\mu}{d} - \dfrac{\mathrm{tg}(\alpha+\varphi)}{D_m}\right]$	(9.114)	*Se recomandă:*
		$p_a = 900...1200$ daN/cm², cuplare sincronă;
		$p_a = 500...700$ daN/cm², cuplare la viteză relativă redusă;
		$p_a = 350...450$ daN/cm², cuplare la viteză relativă ridicată;
		μ, μ_1, din tabelul A.9-2
		$\sigma_{ai} = (0{,}5...0{,}7)\,\sigma_{02}$

Tabelul 9.50

Recomandări constructive referitoare la cuplajele cu gheare

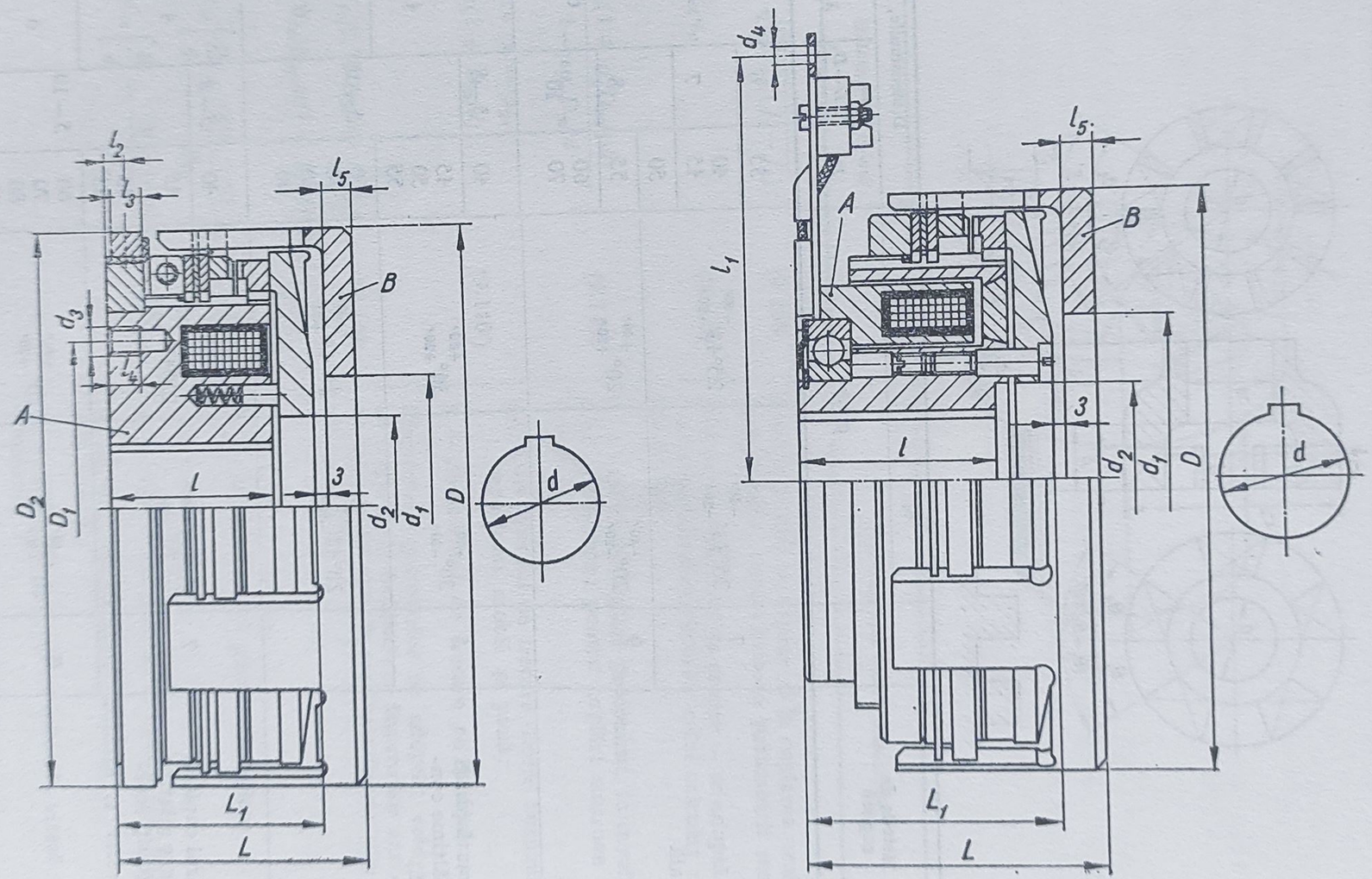


Metoda de cuplare	z	θ1	θ2	Dimensiunile, mm			
		grade		D	$b = \frac{D-D_1}{2}$	h	h′
Manuală	7	$25°43'^{-40'}_{-20'}$	$25°43'^{+40'}_{+20'}$	35	6	4	5
				40 45	7		
				50			
	9	$20°^{-40'}_{-20'}$	$20°^{+40'}_{+20'}$	55	8	6	7
				60 70	10		
Automată (dinți cu înălțime constantă)	5	$36°^{-40'}_{-20'}$	$36°^{+40'}_{+20'}$	40	5—8	4	5
				45 50 55	5—10		
	7	$25°43'^{-40'}_{-20'}$	$25°43'^{+40'}_{+20'}$	60 70 80 90		6	7
În cazul cuplării la viteze relative mici (dinți scurtați)	7	$25°43'^{-40'}_{-20'}$	$25°43'^{+40'}_{+20'}$	40	5—8	4	5
				45 50 55	5—10		
	9	$20°^{-40'}_{-20'}$	$20°^{+40'}_{+20'}$	60 70 80 90		6	7

Observație. Dimensiunile d și l se determină constructiv; uzual $l = (1,5...2)d$.

Tabelul 9.51

Principalele caracteristici și dimensiuni ale cuplajelor cu dantură frontală produse de I.M. Cugir[85]



Tipul cuplajului		0,9	11	14	16	19
M_{st}, daN·m		10	20	40	80	160
M_r, daN·m		0,0008	0,00185	0,003	0,006	0,012
n_{max}, rot/min		3000	2500	2050	1730	1450
Δn_{max}, rot/min		42	35	30	25	20
Puterea de excitație, W	P 20*	18	26	36	48	63
	P120*	13,5	19,5	27	36	47
t_c, s		0,12	0,15	0,2	0,3	0,45
t_d, s		0,03	0,04	0,05	0,06	0,08
GD^2, daN·m²	Partea *A*	0,006	0,0145	0,037	0,086	0,179
	Partea *B*	0,0026	0,0065	0,0175	0,037	0,085
Masa, kg		1,4	2	4,2	6	10
Dimensiunile, mm	d min	10	12	15	20	25
	d max	24	32	42	52	62
	d_1 min	20	25	30	35	40
	d_2	29	38	48	59	69
	d_3	M6	M6	M8	M10	M10
	d_4	5	5	5	5	6
	l	31,5	37	42,5	48	52,5
	l_1	81,5	88,5	105,5	113	137,5
	l_2	4,8	5,5	5,8	6,3	6,7
	l_3	7,5	8	8,5	8,5	9
	l_4	6	6	8	10	15
	l_5	5	6	8	8	10
	D	96	115	140	166	195
	D_1	89	107	131	156	184
	D_2	95,5	114,5	140,5	166,5	195,5
	L	46,5	55	63,5	71	79
	L_1	38,5	46	52,5	60	66

* P 20, P 120 — puterea de excitație absorbită la 20°C, respectiv la 120°C.

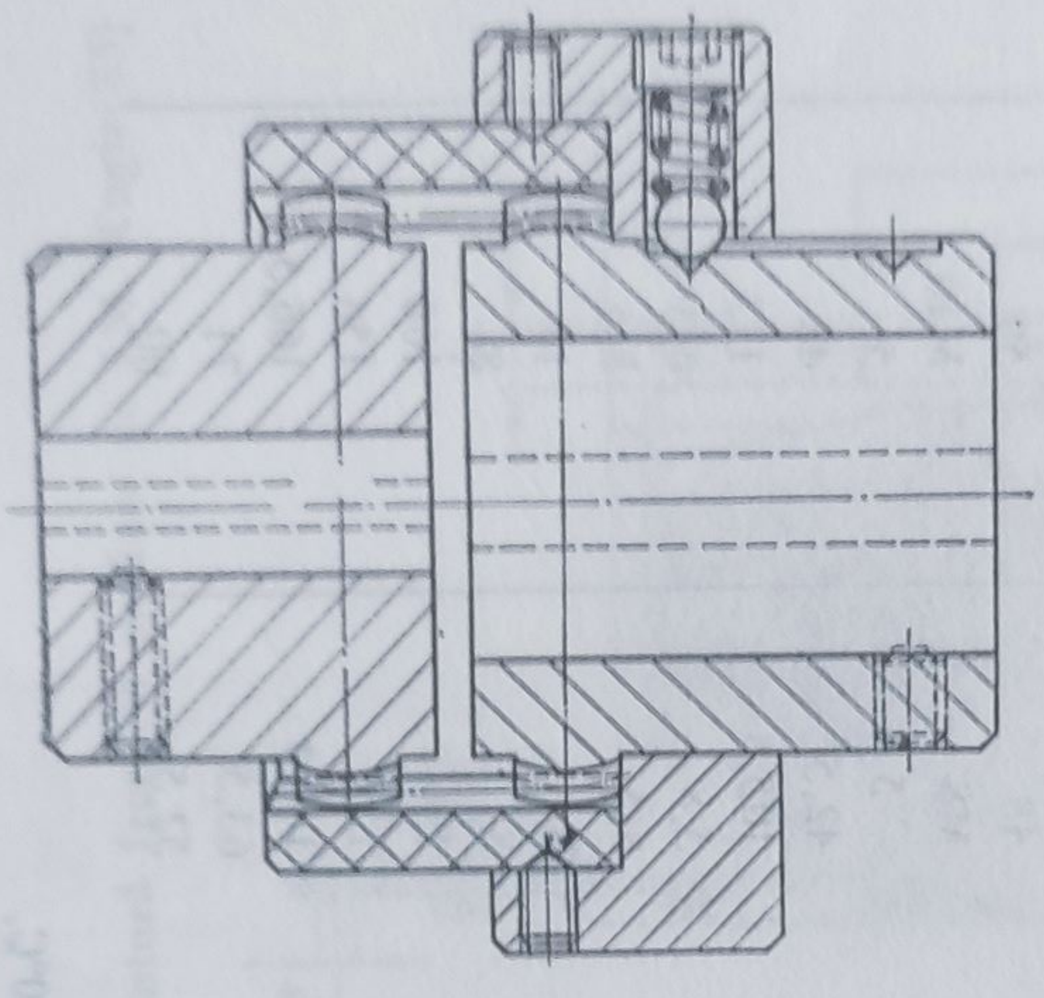


Fig. 9.71. Cuplaj intermitent dublu dințat, cu comandă mecanică [97].

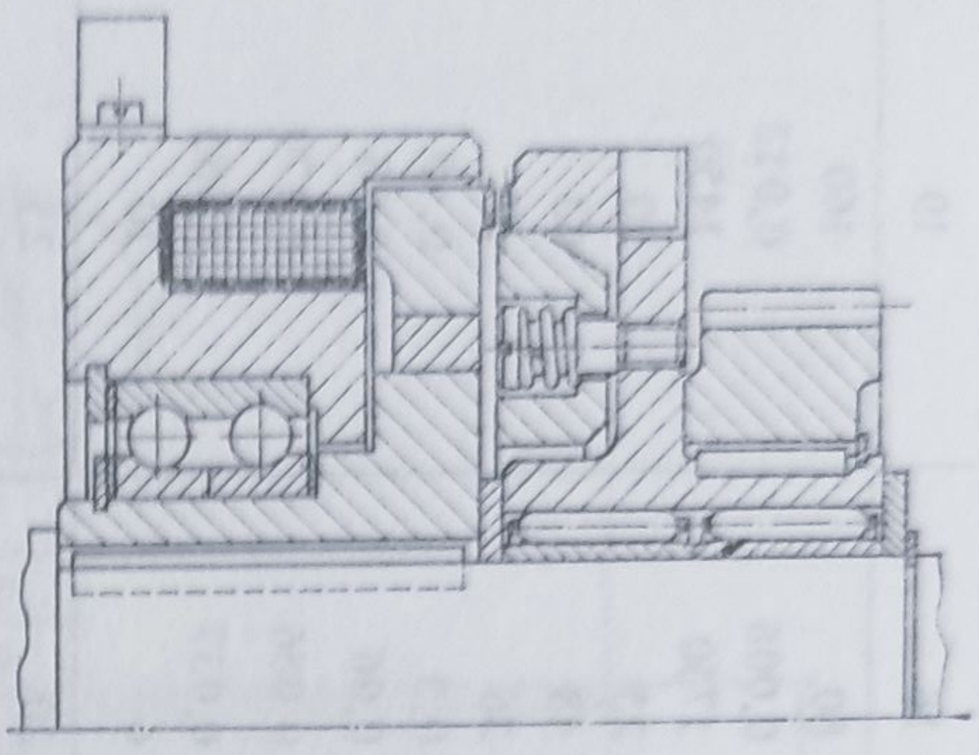


Fig. 9.72. Cuplaj cu dantură frontală, comandat electromagnetic, cu bobină fixă, produs de firma *Siemens* [119]:

a — construcția cuplajului; *b* — dantură normală, cu joc; *c* — dantură fină, fără joc.

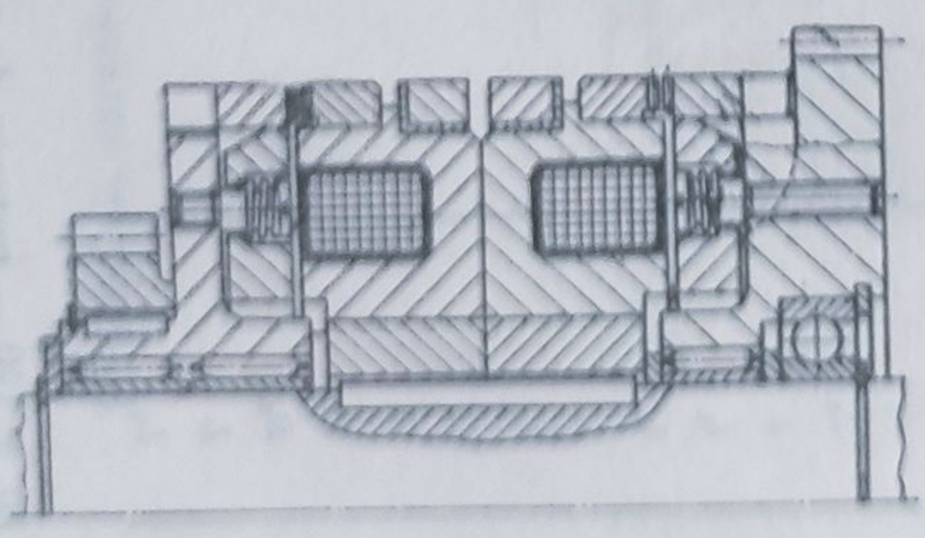


Fig. 9.73. Utilizarea cuplajelor cu dantură frontală, cu bobină mobilă, pentru solidarizarea a două roți dințate pe un arbore [119].

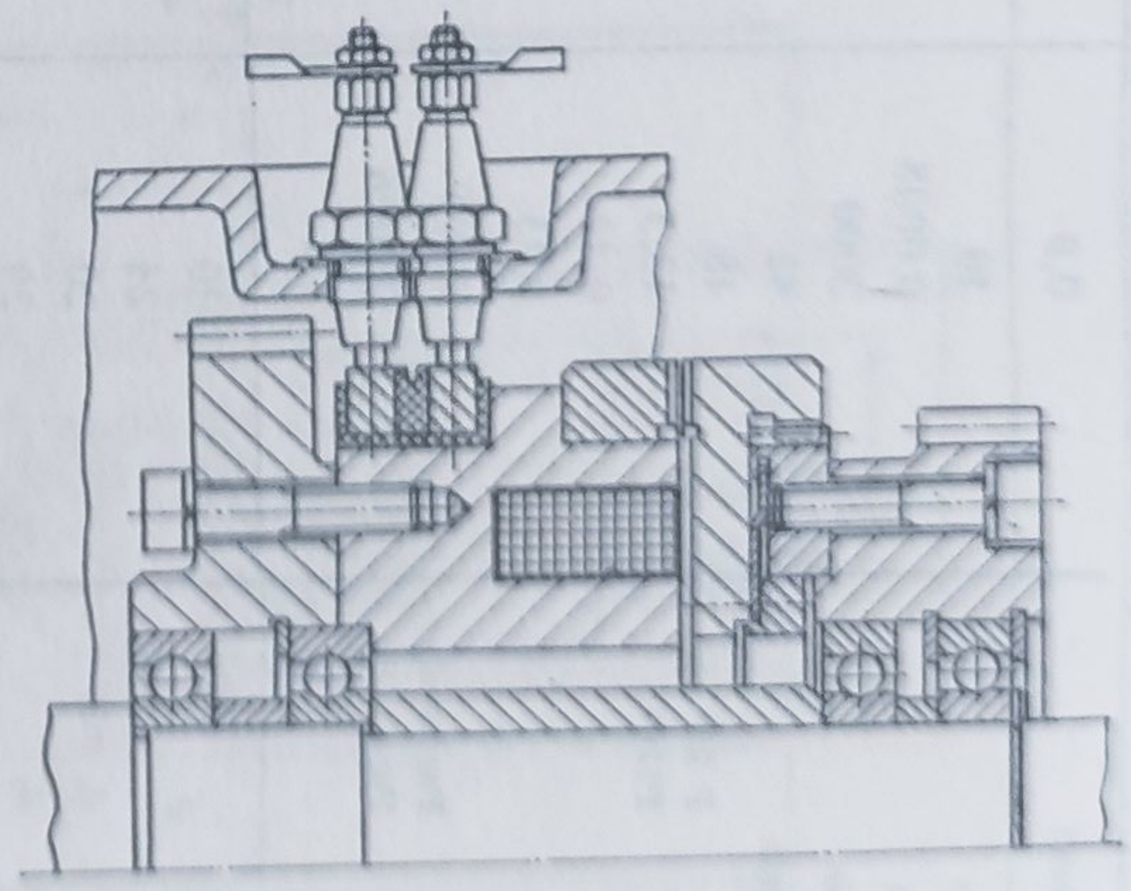


Fig. 9.74. Exemplu de întrebuințare a unui cuplaj cu dantură frontală la legarea a două roți dințate montate pe același arbore [119].

9.5.2. *Cuplaje intermitente cu fricțiune*

Cuplajele intermitente cu fricțiune se utilizează pe larg în toate domeniile construcției de mașini, fiind executate — de firmele specializate — într-o multitudine de variante constructive.

Schema logică a calculelor care trebuie efectuate la alegerea, verificarea sau dimensionarea unui cuplaj cu fricțiune, intermitent, comandat este prezentată în fig. 9.75 [25].

În tabelul 9.52 [25] se dau relațiile și recomandările necesare pentru calculul cuplajelor cu fricțiune, cu diverse forme ale suprafețelor de frecare.

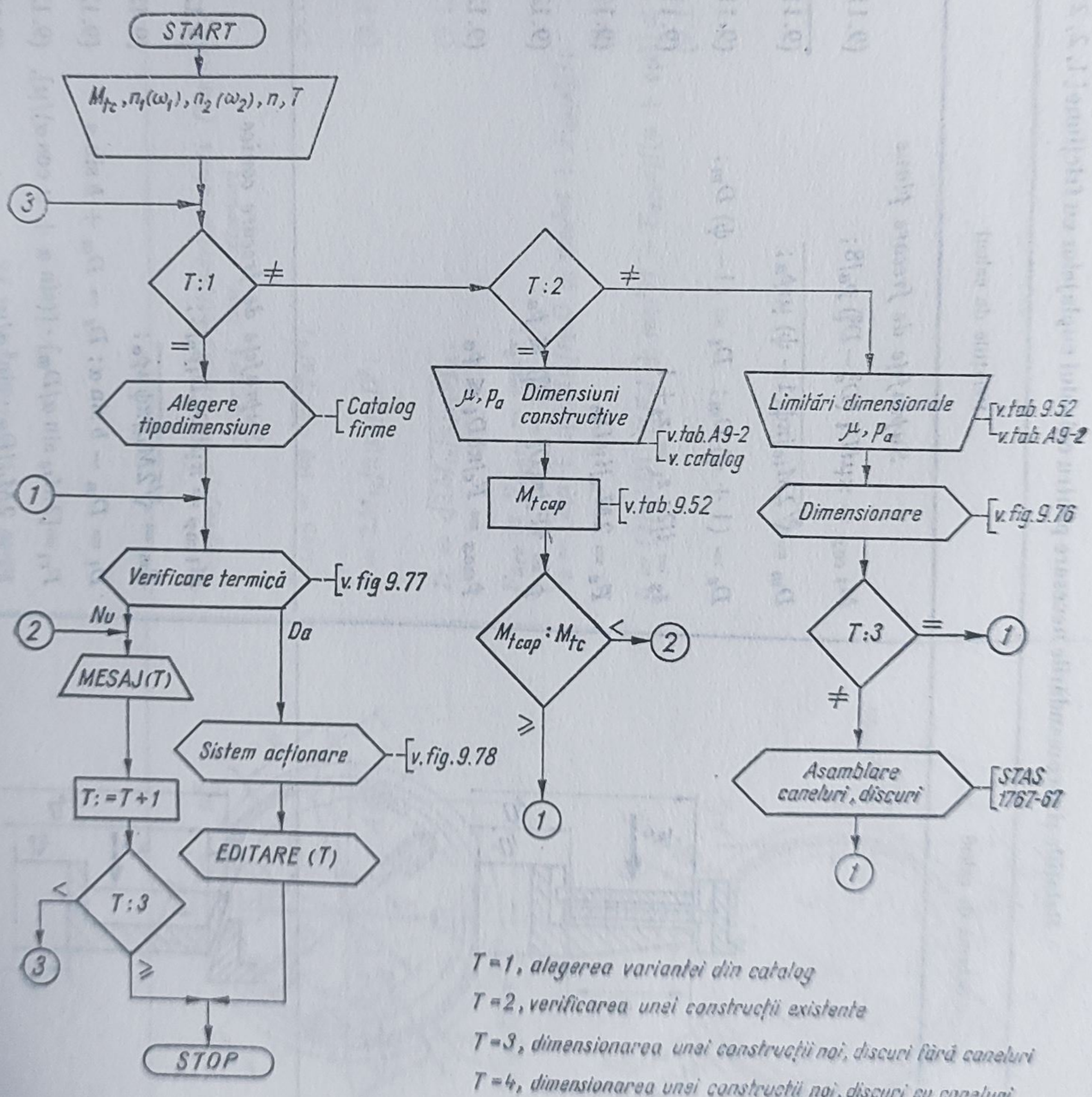
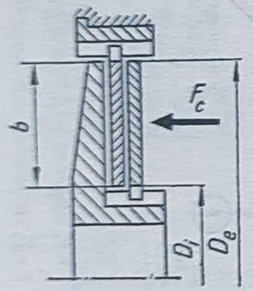
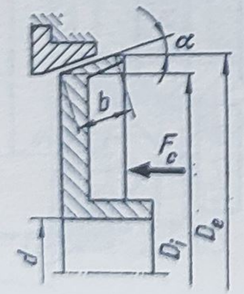


Fig. 9.75. Schemă logică generală pentru calculul cuplajelor intermitente cu fricțiune.

Tabelul 9.52

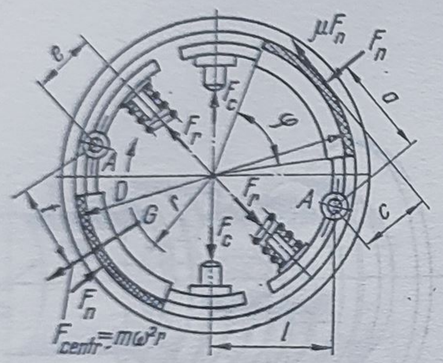
Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul cuplajelor cu fricţiune [1, 2, 21, 25, 67, 68]

Schema de calcul	Relaţiile de calcul	Recomandări. Valori admisibile
	*Suprafeţe de frecare plane* $M_{t\,cap} = \pi\mu i D_i\,(D_e^2 - D_i^2)\,p_a/8$; (9.115) $D_m = \sqrt[3]{2M_{tc}/\pi\psi(1-\psi)\,\mu i p_a}$; (9.116) $D_e = (1+\psi)\,D_m$; $D_i = (1-\psi)\,D_m$; (9.117) $z_2 = i/2$; $z_1 = z_2 + 1$ (9.118) $F_c = 2M_{tc}/i\mu D_m$; (9.119) $p = 4F_c/\pi(D_e^2 - D_i^2) \leqslant p_a$; (9.120) $p_{max} = F_c/\pi b D_i \leqslant p_a$ (9.121)	$D_m = (D_e + D_i)/2$; $\psi = b/D_m$ La $i \neq 1$ se iau valori pare pentru i *Se recomandă*: $i \leqslant 6$, funcţionare uscată; $i \leqslant 16$, funcţionare cu ungere; $\psi_{opt} = 0{,}2685$; μ şi p_a din tabelul A.9-2 *Observaţie*. Relaţia (9.120) se utilizează pentru cazul garniturilor de fricţiune elastice. Pentru garniturile rigide se recomandă relaţia (9.121).
	*Suprafeţe de frecare conice* $M_{t\,cap} = \pi\mu b D_m D_i p_a/2$; (9.122) $D_m = \sqrt[3]{2M_{tc}/\pi\psi\mu p_a}$; (9.123) $D_i = D_m - b\sin\alpha$; $D_e = D_m + b\sin\alpha$ (9.124) $F_{c1} = [2M_{tc}\sin\alpha/D_m]\cdot[(\sin\alpha + \mu\cos\alpha)/\mu]$, (9.125) $F_c = 2M_{tc}/D_m \cdot \sin^2\alpha/\mu$ (9.126)	*Se recomandă*: $\psi = b/D_m = 0{,}15 \ldots 0{,}30$; $\psi_{opt} = 0{,}2685$ [1], $b = (1 \ldots 1{,}1)\,d$; $\alpha > 6°$, frecare oţel/oţel ($\mu = 0{,}1$);

$$p_{max} = F_c/\pi\, bD_i \sin^2\alpha \leqslant p_a \qquad (9.127)$$

$\alpha \geq 12°$, frecare oțel/bronz sinterizat ($\mu = 0{,}2$);

$\alpha \geq 17°$, frecare oțel/azbest ($\mu = 0{,}3$).



Suprafețe de frecare cilindrice-saboți (burduf) interiori sau exteriori

$$M_{tcap} = \mu\varphi\, zbD^2 p_a/4; \qquad (9.128)$$

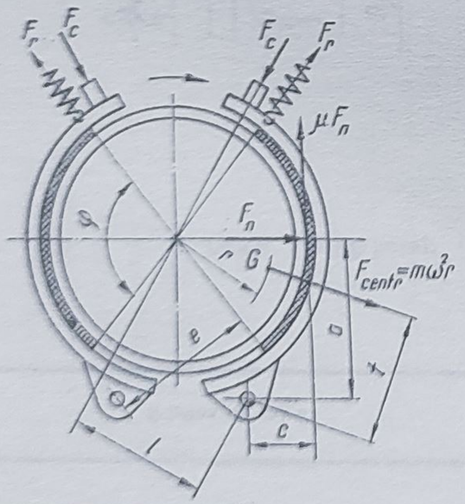
$$b = 2M_{tc}/\pi\mu\gamma p_a D^2; \qquad (9.129)$$

$$D = \sqrt{2M_{tc}/\pi\mu\gamma b p_a}; \qquad (9.130)$$

$$F_{arc} \geqslant F_{centr} = m\omega^2 r;$$

$$F_c = [2(a + c\mu)M_{tc}/z\mu D \pm m\omega^2 rt + F_{arc}e]/l; \qquad (9.131)$$

$$p = [2/\varphi bD] \cdot [(F_c l \pm m\omega^2 rt - F_{arc}e)/(a + c\mu)] \leqslant p_a \qquad (9.132)$$



$\gamma = \varphi z/2\pi$;

m — masa unui sabot;

F_{arc} — forța arcurilor;

Pentru frîne: $\omega = 0$

La cuplajele cu saboți exteriori, în relația (9.131) se ia semnul (+) iar în relația (9.132) semnul (−).

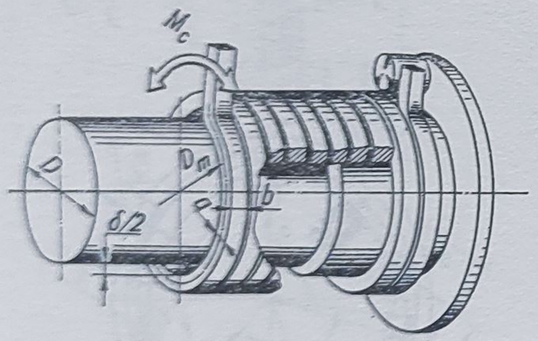
Se recomandă:

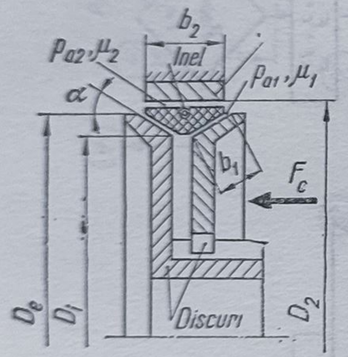
La saboți exteriori, $\gamma = 0{,}7...0{,}85$

La saboți interiori, $\gamma = 0{,}25...0{,}75$

μ și p_a, din tabelul A.9-2

Tabelul 9.52 (continuare)

Schema de calcul	Relaţiile de calcul	Recomandări. Valori admisibile
	*Cu arc elicoidal (tip Schwartz)* $M_{t\,cap} = \pi E d_1^4 \delta\,(e^{\mu\alpha} - 1)/32D^2$; (9.133) $M_{t\,cap} = Eba^3\delta\,(e^{\mu\alpha} - 1)/6D^2$; (9.134) $M_{t\,cap} = Ea^4\delta(e^{\mu\alpha} - 1)/6D^2$; (9.135) $d_1 = \sqrt[4]{32M_{tc}D^2/\pi\delta(e^{\mu\alpha} - 1)\,E}$; (9.136 $b = \sqrt[4]{6M_{tc}D^2/k^3\delta\,(e^{\mu\alpha} - 1)E}$; (9.137) $a = \sqrt[4]{6M_{tc}D^2/\delta(e^{\mu\alpha} - 1)\,E}$; (9.138) $M_c = M_{tc}/(e^{\mu\alpha} - 1) + 2EI_z(\delta \pm \Delta\delta)/D_m^2$, (9.139) $\Delta\delta = 3{,}1155 \cdot 10^{-14} D_m^5\omega^2/a^2$ [cm]; (9.140) $\sigma_{max} = (1/D_m)\,(2M_{tc}/A + a\delta E/D_m) \leqslant \sigma_a$; (9.141) $p = 4M_c(e^{\mu\alpha} - 1)/\mu\alpha bDD_m \leqslant p_a$ (9.142)	I_z — momentul de inerţie al secţiunii arcului; $\Delta\delta$ — jocul diametral suplimentar datorat forţei centrifuge; D_m — diametrul mediu al arcului; $\alpha = 2\pi n_{sp}$, n_{sp} fiind numărul de spire ce se înfăşoară pe partea condusă; $a = kb$; d_1 — diametrul secţiunii arcului; *Observaţii.* La cuplajele cu arcul cu secţiune rotundă cu diametrul d_1 se utilizează relaţiile (9.133) şi (9.136). Pentru cuplajele cu arc cu secţiune dreptunghiulară-relaţiile (9.134) şi (9.137). La cuplajele cu arc cu secţiune pătrată cu latura a — relaţiile (9.135) şi (9.138) *Se recomandă:* $n_{sp} = 2{,}5...6$; $k = 0{,}9$; $\delta = \sqrt{D}/80$ [cm]; $p = (50...75)$ daN/cm²



* Cazul cvasigeneral.

Suprafețe de frecare combinate

$$M_{t\,cap} = \pi\,\mu_1 b_1 (D_e + D_i)^2 p_{a1}/4; \tag{9.143}$$

$$M_{t\,cap} = \pi \mu_2 b_2 D_2 p_{a2}/2; \tag{9.144}$$

$$D_m = \sqrt[3]{M_{tc}/\pi\psi\mu p_a}; \tag{9.145}$$

$$D_i = D_m - b\sin\alpha;\ D_e = D_m + b\sin\alpha; \tag{9.147}$$

$$D_2 \geqslant D_e/(1+\psi)\cos\alpha; \tag{9.148}$$

$$F_{c1} = (2M_{tc}/D_2)\cdot[\mathrm{tg}(\alpha+\varphi)/\mu]; \tag{9.149}$$

$$F_c = 2M_{tc}\mathrm{tg}\alpha/\mu D_2; \tag{9.150}$$

$$p_{max} = F_c/\pi b_1 D_i \sin^2\alpha \leqslant p_a \tag{9.151}$$

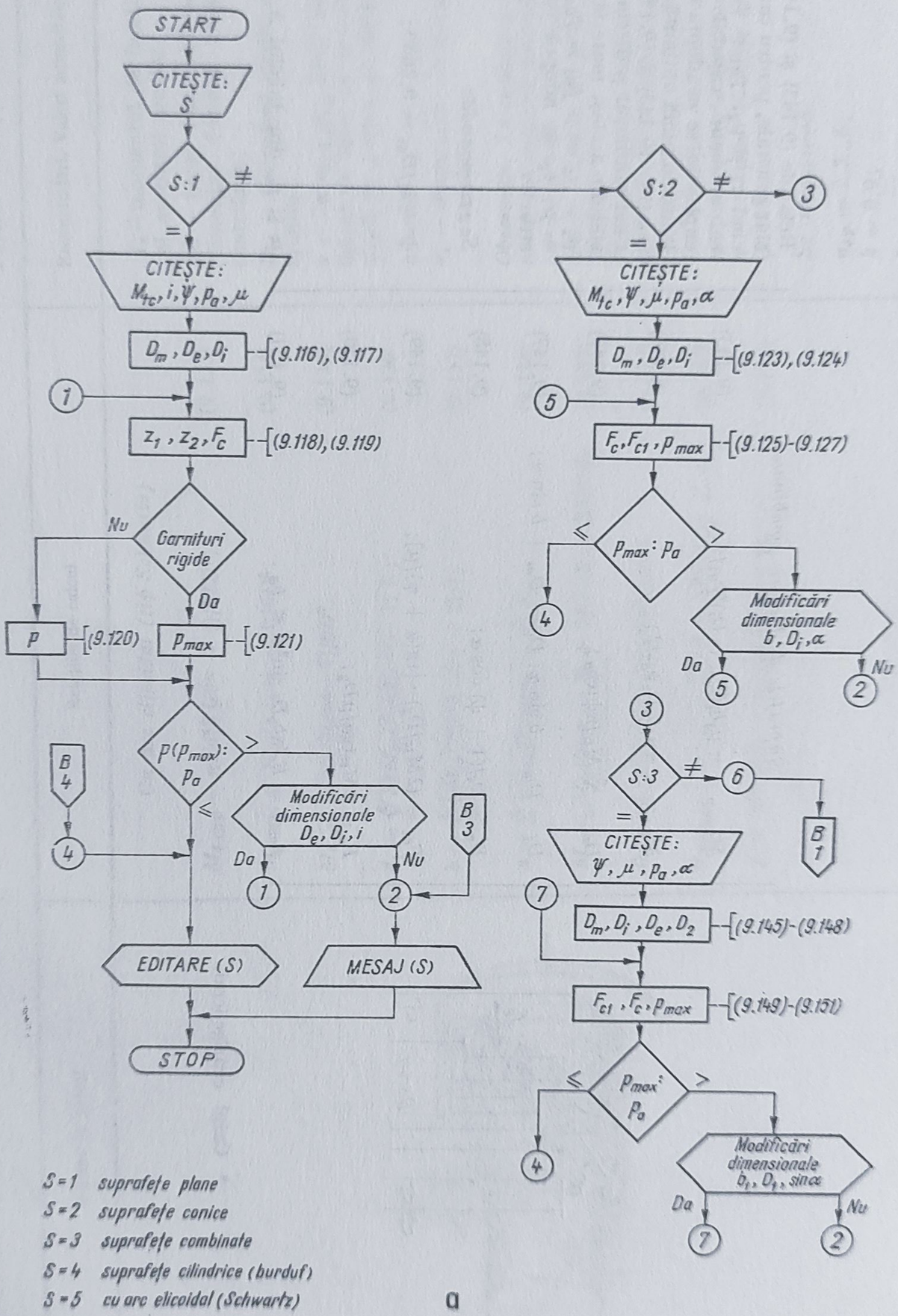
Relațiile (9.143) și (9.144) sînt generale, pentru cazul cînd $\mu_1 \neq \mu_2$, $p_{a1} \neq p_{a2}$; ca moment capabil al cuplajului se va adopta valoarea minimă obținută cu relațiile (9.143) și (9.144). Cînd tamburul și discurile sînt din același material*: $\mu_1 = \mu_2 =$ și $p_{a1} = p_{a2} = p$; b_2 se adoptă constructiv

Se recomandă:

$$\psi = b_1/D_m = 0{,}2685; \tag{9.146}$$

$$\alpha = 45°;$$

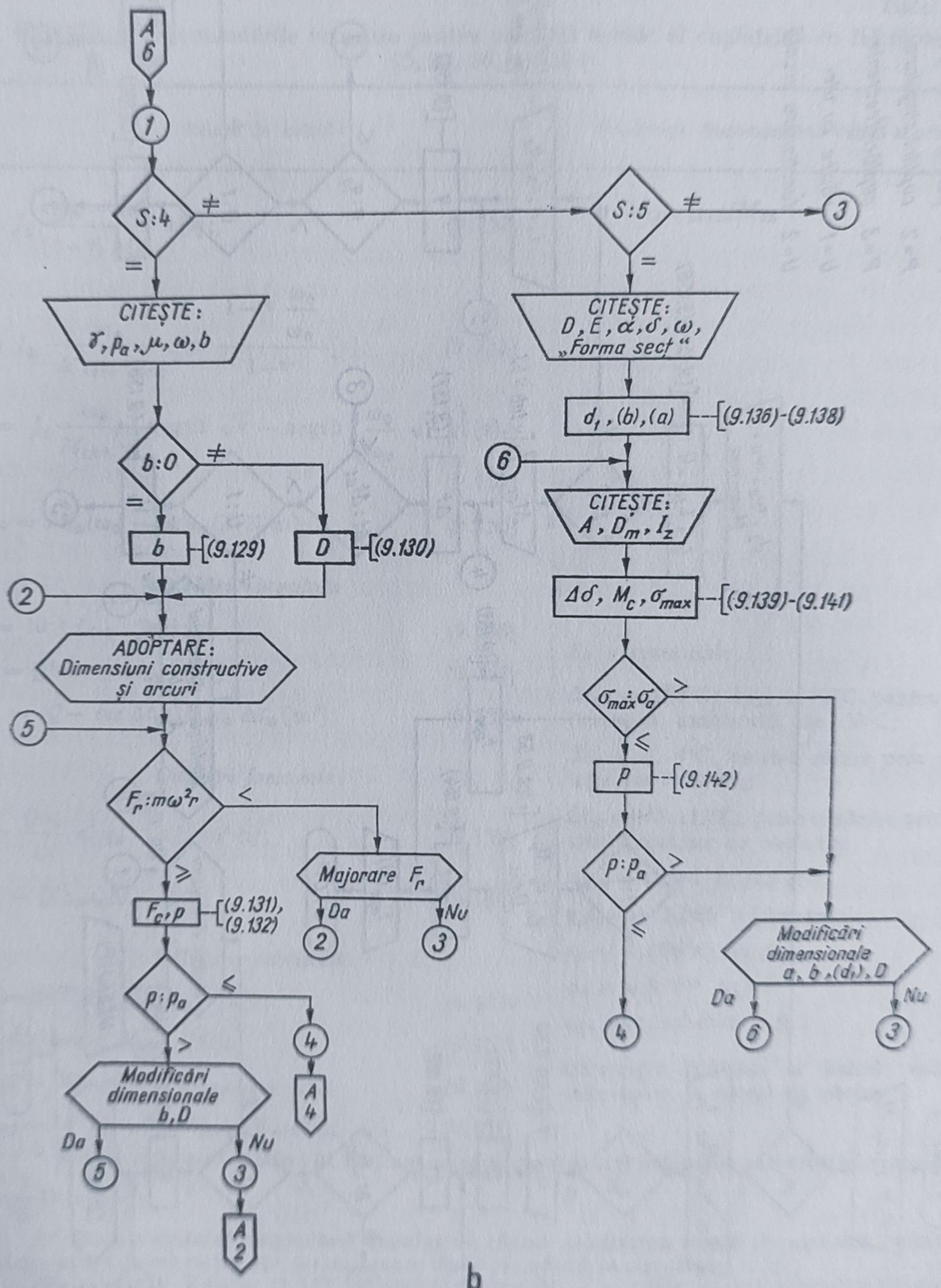
μ și p_a din tabelul A.9-2



a

Fig. 9.76. Schemă logică pentru calculul propriu-zis

Schema logică de calcul a cuplajelor intermitente cu fricţiune — corespunzătoare metodicii indicate în tabelul 9.52 — este dată în fig. 9.76. Relaţiile (9.115), (9.121) (9.122), (9.126) şi (9.151) au fost deduse în ipoteza uzurii uniforme [1, 2,21]:



b

al cuplajelor intermitente cu fricţiune.

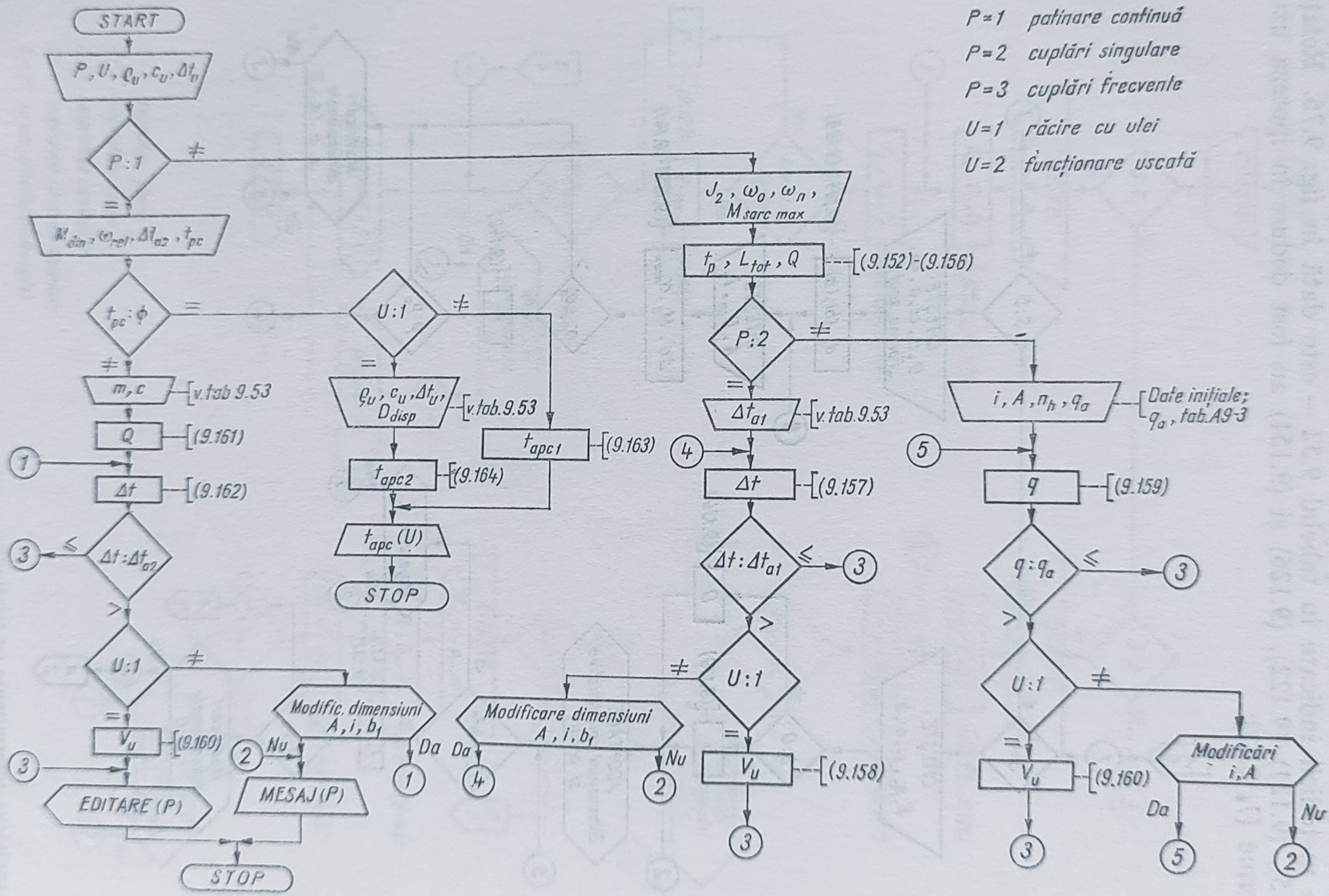


Fig. 9.77. Schemă logică pentru calculul termic al cuplajelor intermitente cu fricțiune.

Calculul termic al cuplajelor cu fricțiune este sintetizat în tabelul 9.53 și prezentat în schema logică din fig. 9.77.

La acționările hidrostatice sau pneumostatice, trebuie stabilite și schemele instalațiilor de alimentare.

Tabelul 9.53

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul termic al cuplajelor cu fricțiune [5, 25, 36, 44, 103]

Relații de calcul	Observații. Recomandări. Valori admisibile
$t_p = J_2 \dfrac{\omega_n - \omega_0}{(1-\nu)\, M_{tn}}$ [s]; (9.152)	$\nu = M_{sarc\,max}/M_{tn}$
$t_p = J_2 \dfrac{\omega_n}{M_{sarc\ max}} \ln \dfrac{1-\nu\,\dfrac{\omega_0}{\omega_n}}{1-\nu}$ [s]; (9.153)	
$t_p^* = J_2 \dfrac{\omega_n}{M_{tn}\sqrt{\nu}}\left[\operatorname{argth}\sqrt{\nu} - \operatorname{argth}\left(\dfrac{\omega_0}{\omega_n}\sqrt{\nu}\right)\right]$ [s]; (9.154)	
$L_{tot} = M_{tn}(\omega_n - \omega_0)t_p/2$ [N·m] (9.155)	
Cuplări singulare	
$Q = 10^{-3} L_{tot}$ [kJ]; (9.156)	*Se recomandă*:
$\Delta t = Q/mc \leqslant \Delta t_{a1}$ [°C] (9.157)	$\Delta t_{a_1} = 150$°C; $\Delta t_{a_2} = 80$°C, pentru temperatura ambiantă de 30°C;
$V_u = (Q - mc\,\Delta t_{a1})/\rho_u c_u\,\Delta t_u$ [m³]; (9.158)	$\Delta t_u = 2...4$°C, pentru răcire prin circulație de ulei **;
Cuplări frecvente	$\Delta t_u = 10...12$°C, pentru răcire prin circuit prevăzut cu radiator;
$q = \dfrac{Qn_h}{iA} \leqslant q_a$ [kJ/cm²·h]; (9.159)	$c_{ofel} = 0{,}461$ kJ/kg·grd;
$V_u = Q/\rho_u c_u \Delta t_u$ [m³] (9.160)	$c_{fontă} = 0{,}545$ kJ/kg·grd;
Patinare continuă	$c_u = 1{,}886$ kJ/kg·grd;
$Q = 10^{-3} M_{din}\omega_{rel} t_{pc}$ [kJ]; (9.161)	$\rho_u = 0{,}9 \cdot 10^3$ kg/m³
$\Delta t = Q/mc < \Delta t_{a2}$ [°C]; (9.162)	q_a, din tabelul A.9-3
$t_{apc1} = 10^3\, mc\,\Delta t_{a2}/M_{din}\,\omega_{rel}$ [s]; (9.163)	*Observație*. Indicele u indică valorile referitoare la uleiul de răcire.
$t_{apc2} = 10^3\,\rho_u\, c_u\,\Delta t_u\, D_{disp}/M_{din}\omega_{rel}$ [s] (9.164)	

* Pentru aplicarea relației (9.154) uneori este avantajoasă utilizarea substituției $\operatorname{argth} X = \dfrac{1}{2}\ln\dfrac{1+X}{1-X}$

** Pentru evitarea degradării uleiului de răcire cantitatea totală de ulei din instalație trebuie să fie de cel puțin opt ori mai mare decît cea aflată în circulație [103].

Observații. 1. Relația (9.152) se aplică pentru M_{sarc} = const. (cazul acționării mașinilor de ridicat), iar relația (9.153) — pentru M_{sarc} variind proporțional cu ω a părții conduse (cazul

frecărilor vîscoase). Relația (9.154) se utilizează în cazul mașinilor rotative, în domeniul vitezelor mari.

2. Relațiile (9.157) și (9.162) s-au obținut în ipoteza că întreaga cantitate de căldură degajată prin frecare este preluată de masa totală a pieselor în frecare.

3. Deducerea relațiilor (9.160) și (9.164) s-a bazat pe ipoteza că întreaga cantitate de căldură este evacuată prin uleiul de răcire.

4. Pentru cuplajele nerăcite se utilizează relația (9.163), iar pentru cuplajele răcite — cînd se cunoaște D_{disp} — relația (9.164).

5. În cazul în care este previzibilă situația ca — în exploatare — cuplajul să patineze un timp mai îndelungat — decît cel determinat cu relațiile (9.163) sau (9.164) — este necesar să se prevadă dispozitive adecvate de întrerupere a funcționării agregatului sau de decuplare.

Bobina de comandă a acționării electromagnetice (v. tabelul 9.57) s-a calculat în ipoteza inducției $B = 1$ T; pentru un calcul mai exact trebuie stabilită lungimea circuitului magnetic, numărul necesar de *amper-spire* rezultînd ca suma produselor dintre lungimile porțiunilor care formează circuitul magnetic și intensitatea cîmpului magnetic, determinată din curba de magnetizare a materialului.

Privitor la adoptarea unui anumit sistem de comandă a cuplajelor intermitente cu fricțiune se precizează următoarele [7, 41]:

— trebuie cunoscute necesitățile de comandă ale operatorului (dacă cuplajul poate fi acționat cu mîna, cu piciorul sau necesită un agent suplimentar de forță);

— trebuie luat în considerare modul de alimentare cu energie a mașinii respective, precum și valoarea momentului de torsiune necesar a fi transmis;

— criteriul economic trebuie aplicat atît pentru costul cuplajului raportat la costul întregii construcții, cît și pentru costul instalării și întreținerii;

— trebuie luate în considerare și frecvența ciclurilor de funcționare, valoarea sarcinilor inerțiale, temperatura mediului ambiant, existența vaporilor explozivi (utilizarea comenzii electromagnetice este admisă numai cu luarea unor măsuri speciale);

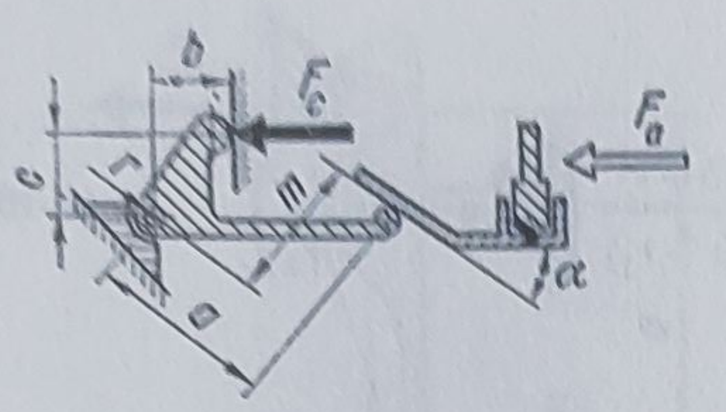
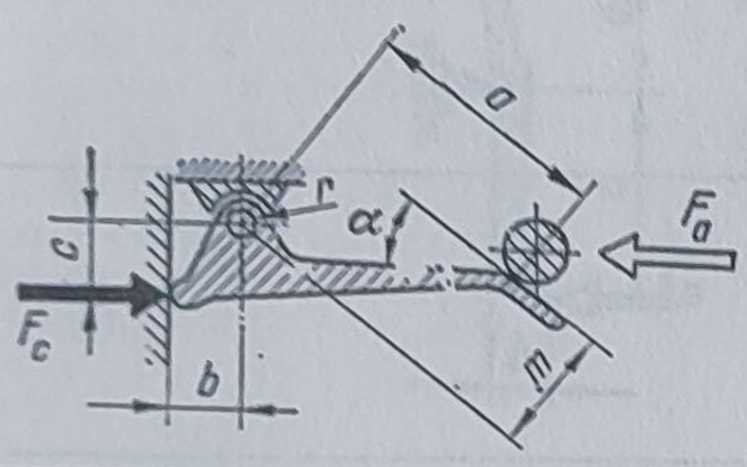
— din punctul de vedere al raportului dintre momentul de torsiune capabil și greutatea cuplajului, precum și al costului întreținerii, ordinea preferențială a utilizării tipului de comandă este următoarea: hidrostatică, pneumostatică, electromagnetică și mecanică.

La cuplări frecvente și funcționare uscată se preferă utilizarea cuplajelor monodisc (fig. 9.79 și tabelul 9.58), datorită condițiilor mai bune de evacuare a căldurii degajate în procesul de cuplare.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul diverselor tipuri de acționare a cuplajelor intermitente cu fricțiune sînt indicate în tabelele 9.54—9.57, în fig. 9.78 fiind dată schema logică a calculului sistemelor respective de acționare.

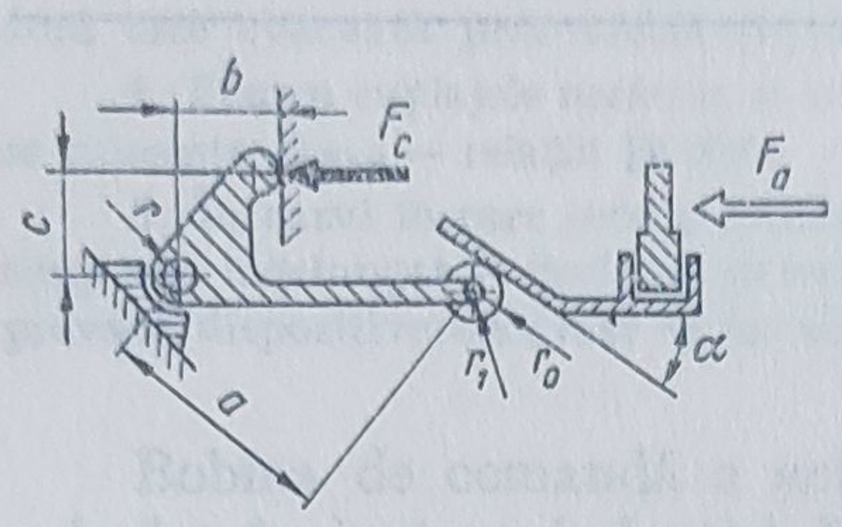
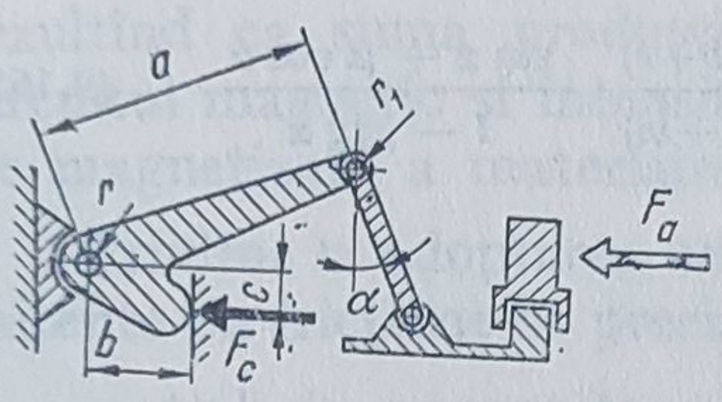
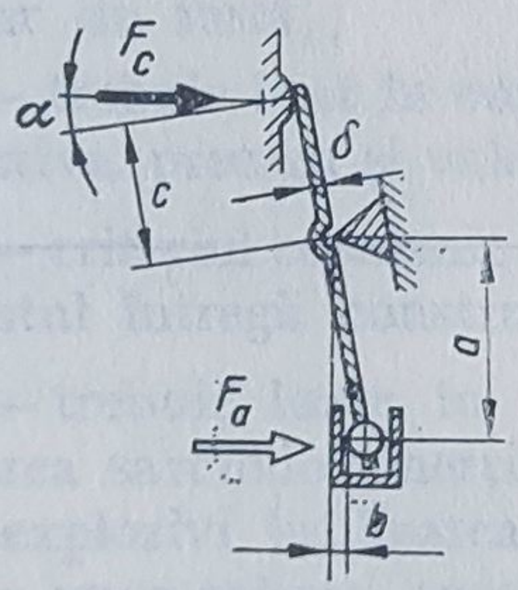
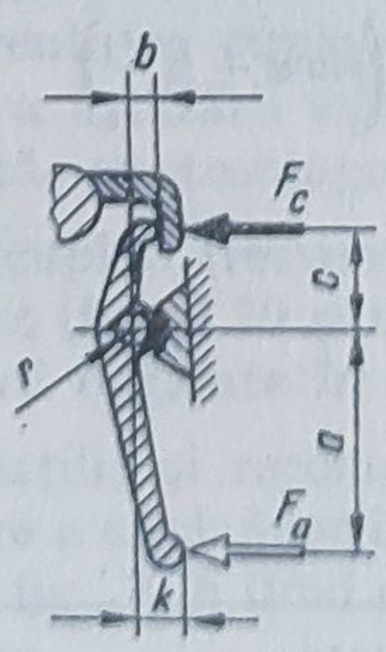
Tabelul 9.54

Calculul acționării mecanice a cuplajelor cu fricțiune [25, 57]*

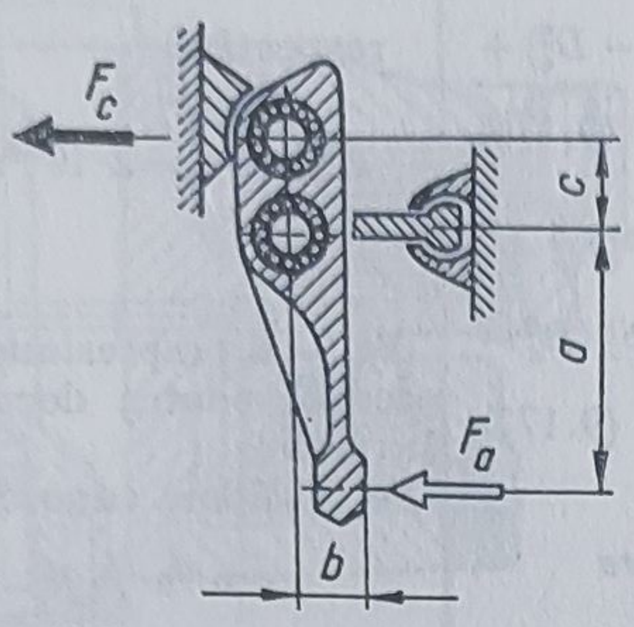
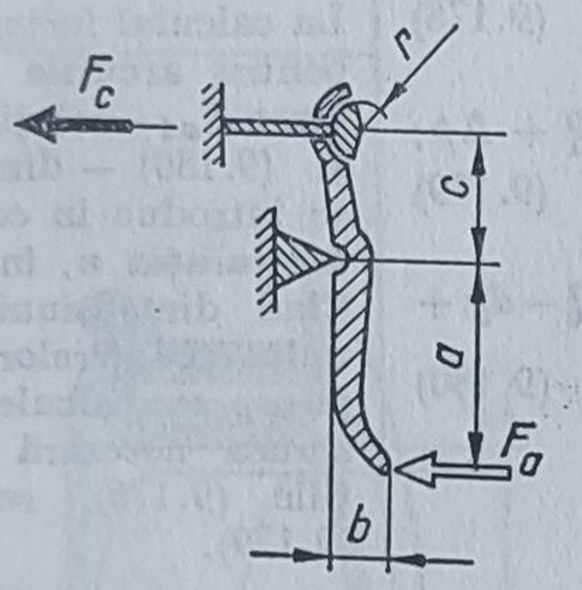
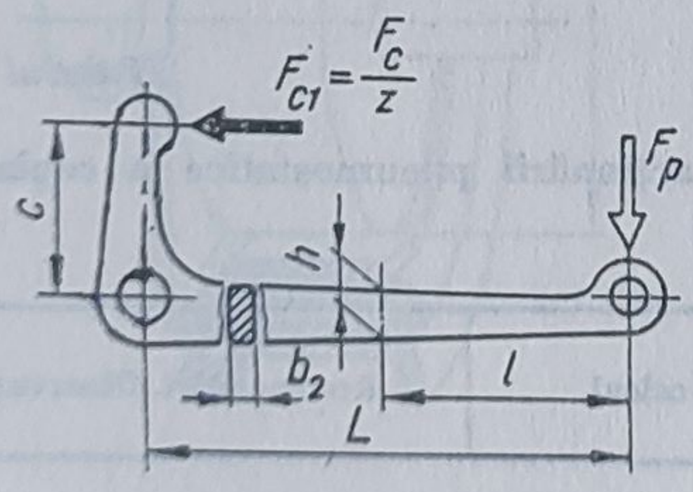
Schema de calcul	Relațiile de calcul
	$F_a = F_c \dfrac{c + \mu(b+r)}{a - \mu(r+m)} \cdot \dfrac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{1 - \mu\operatorname{tg}\alpha}$ (9.165)
	$F_a = F_c \dfrac{c+\mu(r+r_1)}{a-\mu(r+r_1)} \left(\sin\alpha + \mu\dfrac{r_1}{r_0}\right)$ (9.166)

* V. și Ivanov, E.A. *Muftî privodov*. Moscova, Mașghiz, 1959.

Tabelul 9.54 (continuare)

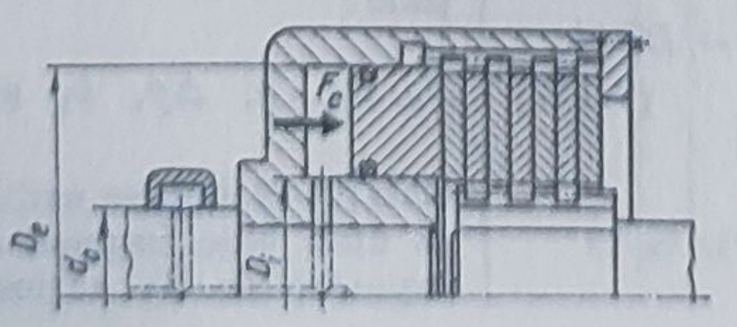
Schema de calcul	Relaţiile de calcul
	$F_a = F_c \dfrac{c+\mu(b+r)}{a-\mu(r+r_1)}\left(\sin\alpha+\mu\dfrac{r_1}{r_0}\right)$ (9.167)
	$F_a = F_c \dfrac{c+\mu(b+r)}{a-\mu(r+r_1)}(\sin\alpha+\mu\cos\alpha)$ (9.168)
	$F_a = F_c \dfrac{c+\mu\delta}{\cos\alpha(a-\mu b)}$ (9.169)
	$F_a = F_c \dfrac{c+\mu(r+b)}{a-\mu(k+r)}$ (9.170)

Tabelul 9.54 (continuare)

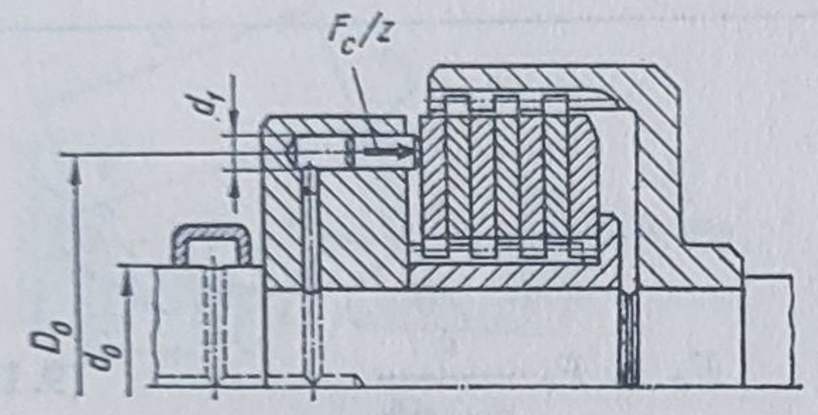
Schema de calcul	Relaţiile de calcul
	$F_a = F_c \dfrac{c+\mu r}{a-\mu b}$ (9.171)
	$F_a = F_c \dfrac{c}{a-\mu b}$ (9.172)
	$h = \sqrt{\dfrac{6\,lcF_c}{zb_2L\sigma_{ai}}}$ (9.173) $\sigma_{ai} = (0{,}45...0{,}55)\ \sigma_{02}$; numărul de pîrghii $z_{min} = 3$.

Tabelul 9.55

Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul acţionării hidrostatice a cuplajelor cu fricţiune [25]

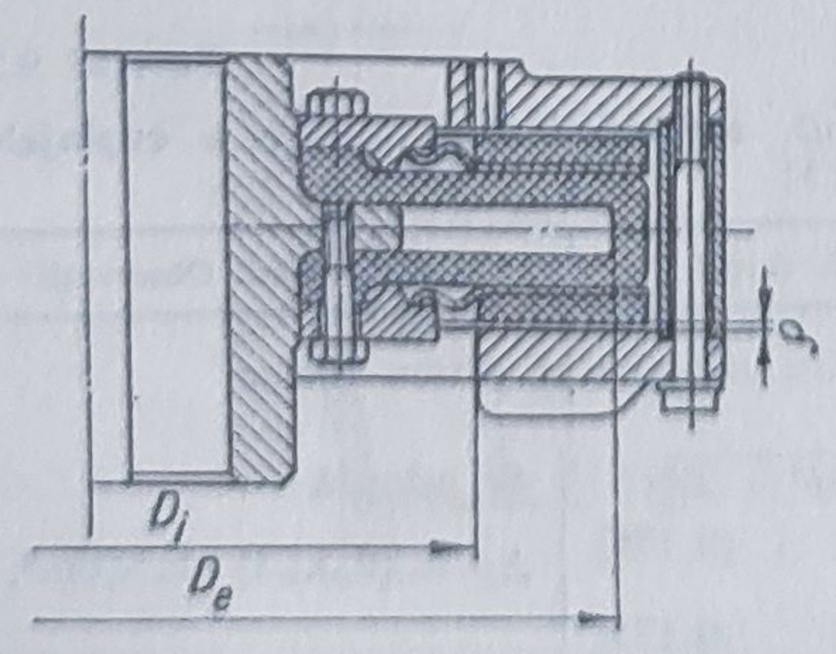
Schema de calcul	Relaţii de calcul	Recomandări. Observaţii
	*Cu cilindru şi piston inelar* $D_e = \sqrt{4F_c/\pi p' + D_i^2}$; (9.174) $p' = p - \Delta p$; (9.175)	Se adoptă $\Delta p = (0{,}5...1)$ daN/cm^2.

Tabelul 9.55 (continuare)

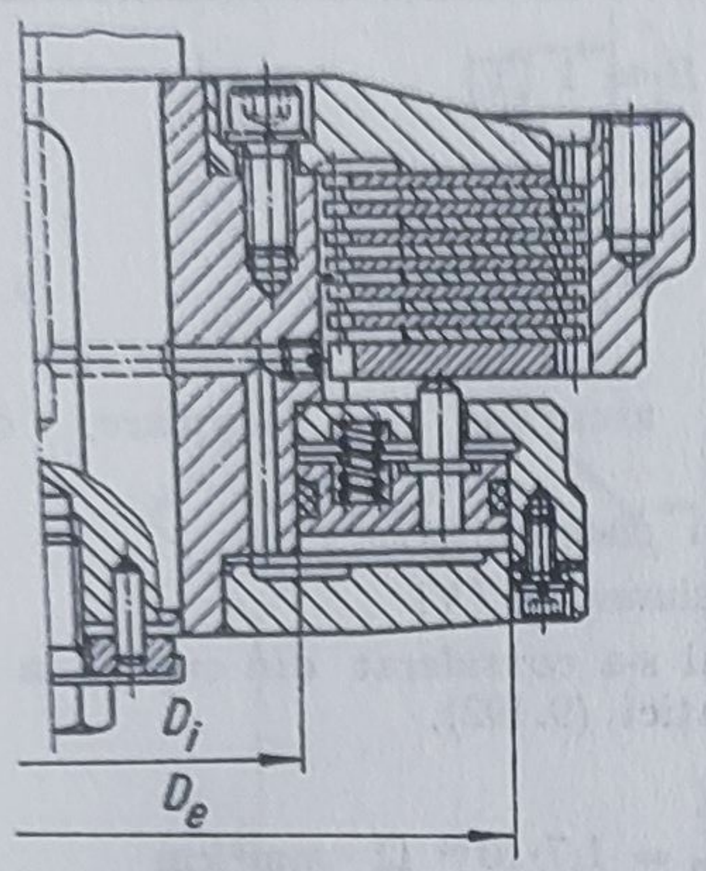
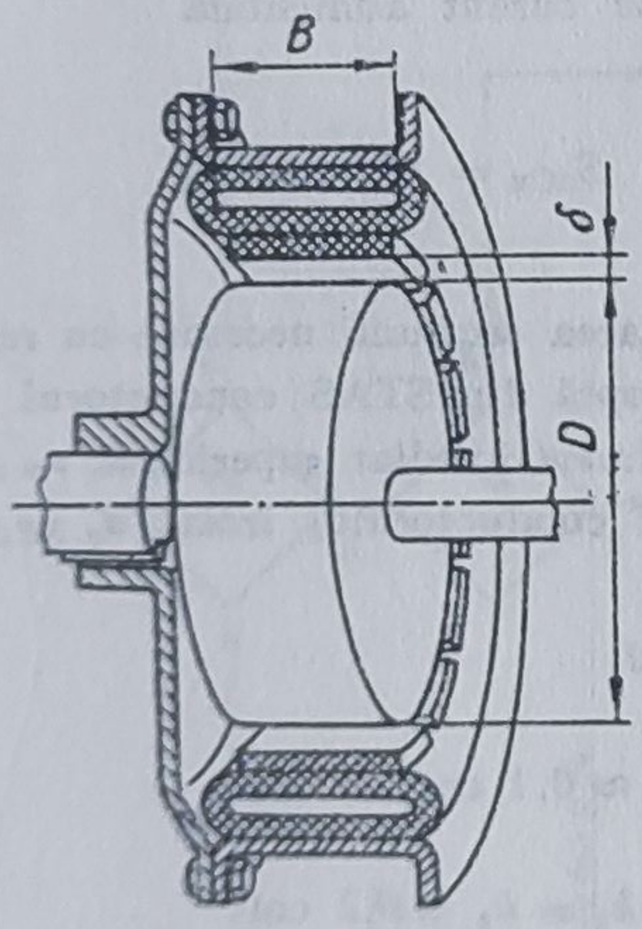
Schema de calcul	Relaţiile de calcul	Recomandări. Observaţii
	$p_{nec} = 4F_c/\pi(D_e^2 - D_i^2) + \Delta p$; (9.176)	respectînd: $\Delta p \geq \Delta p_0 = 2 \cdot 10^{-9} n^2 d_0^2$ (9.181)
	$F_{ad} = [2 \cdot 10^{-9} n^2 (D_e^2 + D_i^2 - 2d_0^2) + \pi \Delta p] (D_e^2 - D_i^2)/4$ (9.177)	Δp – suprapresiunea necesară pentru decuplarea rapidă. Se consideră cunoscute: D_i, d_0, p, n
	Cu plunjere	
	$d_1 = \sqrt{4F_c/\pi z p'}$; (9.178)	z – numărul de plunjere La calculul forţei necesare pentru arcurile de decuplare F_{ad} – relaţiile (9.177) şi (9.180) – dimensiunile se introduc în centimetri, iar turaţia n, în rot/min. Cînd dimensiunile pistonului (plunjerelor) sînt impuse, se calculează presiunea necesară cu relaţiile (9.176), respectiv (9.179).
	$p_{nec} = 4F_c/\pi z d_1^2 + \Delta p$; (9.179)	
	$F_{ad} = [10^{-9} n^2 (D_0^2 - d_0^2) + \pi \Delta p/4] z d_1^2$ (9.180)	

Tabelul 9.56

Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul acţionării pneumostatice a cuplajelor cu fricţiune [25]

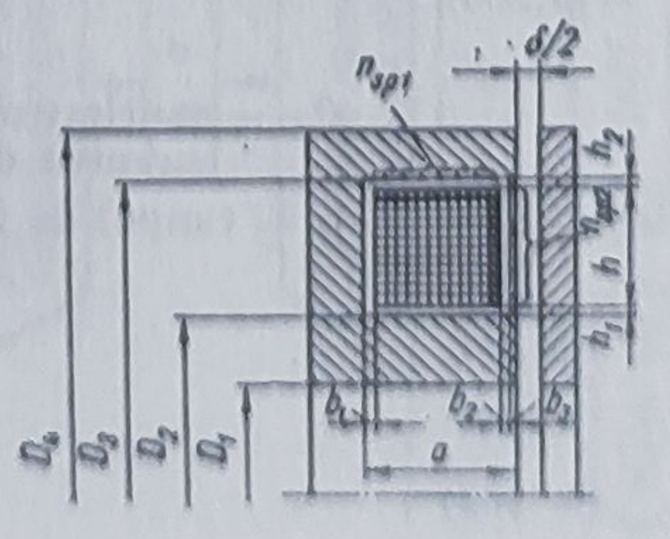
Schema de calcul	Relaţiile de calcul	Recomandări. Observaţii
	Burduf cu deformare axială sau piston axial	
	$D_e = \sqrt{4F_c/p' + D_i^2}$; (9.174)	Δp – presiunea necesară pentru refularea aerului, la decuplare
	$p' = p - \Delta p$; (9.175)	Se consideră ca date iniţiale:
	$A = \pi (D_e^2 - D_i^2)/4$; (9.182)	$F_c, D_i, p, \Delta p, k_1$ şi δ.
		Relaţia (9.186) se utilizează cînd este impusă aria suprafeţelor de acţionare

Tabelul 9.56 (continuare)

Schema de calcul	Relaţiile de calcul	Recomandări. Observaţii
	$k_{ad} = \Delta p A / \delta - k_1$; (9.183) $p_{nec} = F_c/A + \Delta p$ (9.184)	A şi se calculează presiunea necesară a aerului *Se recomandă:* $\Delta p = (0{,}25...0{,}5)$, daN/cm²
Burduf cu deformare radială		
	$B = F_c/\pi p' D$; (9.185) $p' = p - \Delta p$; (9.175) $A = \pi D B$ (9.186)	Este necesar ca rigiditatea burdufului să îndeplinească condiţia: $k_1 \geqslant k'_{ad} = \Delta p A/\delta$ (9.187) În caz contrar se vor introduce arcuri de decuplare cu rigiditatea k_{ad} — v. relaţia (9.183). Se consideră ca date iniţiale: F_c, D, p, Δp. Cînd aria suprafeţei de acţionare este impusă, se calculează presiunea necesară a aerului cu relaţia (9.184)

Tabelul 9.57

Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul acţionării electromagnetice a cuplajelor cu fricţiune



Tabelul 9.57 (continuare)

Relaţiile de calcul		Recomandări. Valori admisibile
$A = (0{,}5/B)^2 F'_c$ [cm²];	(9.188)	Se adoptă $B = 1$ [T]
$D_2 = \sqrt{D_1^2 + 2A/\pi}$ [cm];	(9.189)	$F'_c = F_c + F_{ad}$ (9.203)
$D_3 = \sqrt{D_4^2 - 2A/\pi}$ [cm];	(9.190)	F_{ad} — forţa arcurilor de decuplare, dacă există.
$D_{m1} = (D_2 + D_3)/2$ [cm];	(9.191)	Se consideră date iniţiale: D_1, D_4, tensiunea U [V]
$s_c = 9\,\delta\, D_{m1}/U$ [mm²];	(9.192)	Conductorul s-a considerat din cupru, la deducerea relaţiei (9.192),
$n_{sp} = 356\, U/D_{m1}$;	(9.193)	$\rho_{Cu} = 1{,}7 \cdot 10^{-4}\ \Omega \cdot \text{mm}^2/\text{cm}$
$L_c = \pi\, D_{m1} n_{sp}$ [cm];	(9.194)	Densitatea de curent admisibilă
$R = \rho\, L_c/s_{c\,STAS}$ [Ω];	(9.195)	$S_{aCu} = 5\text{A/mm}^2$
$I_e = U/R$ [A];	(9.196)	După calcularea secţiunii necesare cu relaţia (9.192) se adoptă din STAS conductorul care va avea secţiunea imediat superioară, $s_{c,\,STAS}$ cu diametrul conductorului izolat $d'_{c\,STAS}$.
$S = I_e/s_{c\,STAS} = U/\rho L_c \leqslant S_a$ [A/mm²];	(9.197)	*Se recomandă:*
$P = UI$ [W];	(9.198)	Întrefierul $\delta \approx 0{,}1$ cm;
$h = (D_3 - D_2)/2 - (h_1 + h_2)$ [cm];	(9.199)	$h_1 = h_2 = 0{,}2$ cm;
$n_{sp2} = h/d'_{c\,STAS}$; $n_{sp1} = n_{sp}/n_{sp2}$;	(9.200)	$b_1 = 0{,}15$ cm; $b_2 = 0{,}25$ cm; $b_3 = 0{,}1$ cm
$a = n_{sp2} d'_{c\,STAS} + b_1 + b_2 + b_3$ [cm];	(9.201)	Q_E — cantitatea de căldură generată de curentul de excitaţie; t_e — timpul de excitaţie
$Q_E = UI_e t_e \cdot 10^{-3}$ [kJ]	(9. 202)	

START
T, V
T:1
≠
=
F_c, z, σ_{ai}
v. tab. 9.52
v. tab. 9.54
Stabilirea sistemului de pirghii utilizat și adoptarea dimensiunilor acestora
v. tab. 9.54
F_a, h
(9.165)-(9.173)
Stabilirea sistemului de acționare a mufei
v. și tab. 9.54
3
5
MESAJ (T)
EDITARE (T)
STOP
T:2
≠
=
V:φ
≠
=
v. tab. 9.52
v. tab. 9.55
F_c, p, Δ_p, D_i, d_o, n
F_c, D_e, D_i, Δp, d_o
v. tab. 9.52 și 9.55
2
Δp_q
(9.181)
p_{nec}
(9.176)
1
$\Delta p : \Delta p_o$
<
≥
Mărire Δp
Da
Nu
2
3
(9.174)
(9.175)
p', D_e
1
(9.177)
F_{ad}
T:3
≠
7
B 1
=
V:φ
≠
=
F_c, p, Δp, n, d_o, D_o
v. tab. 9.55
F_c, d_o, d_1, z, n, Δp
v. tab. 9.55
6
Δp_o
(9.181)
p_{nec}
(9.179)
4
$\Delta p : \Delta p_o$
<
≥
Mărire Δp
Da
Nu
6
3
4
p', d_1
(9.175)
(9.178)
F_{ad}
(9.180)
Calculul arcurilor de decuplare
5
B 2

a

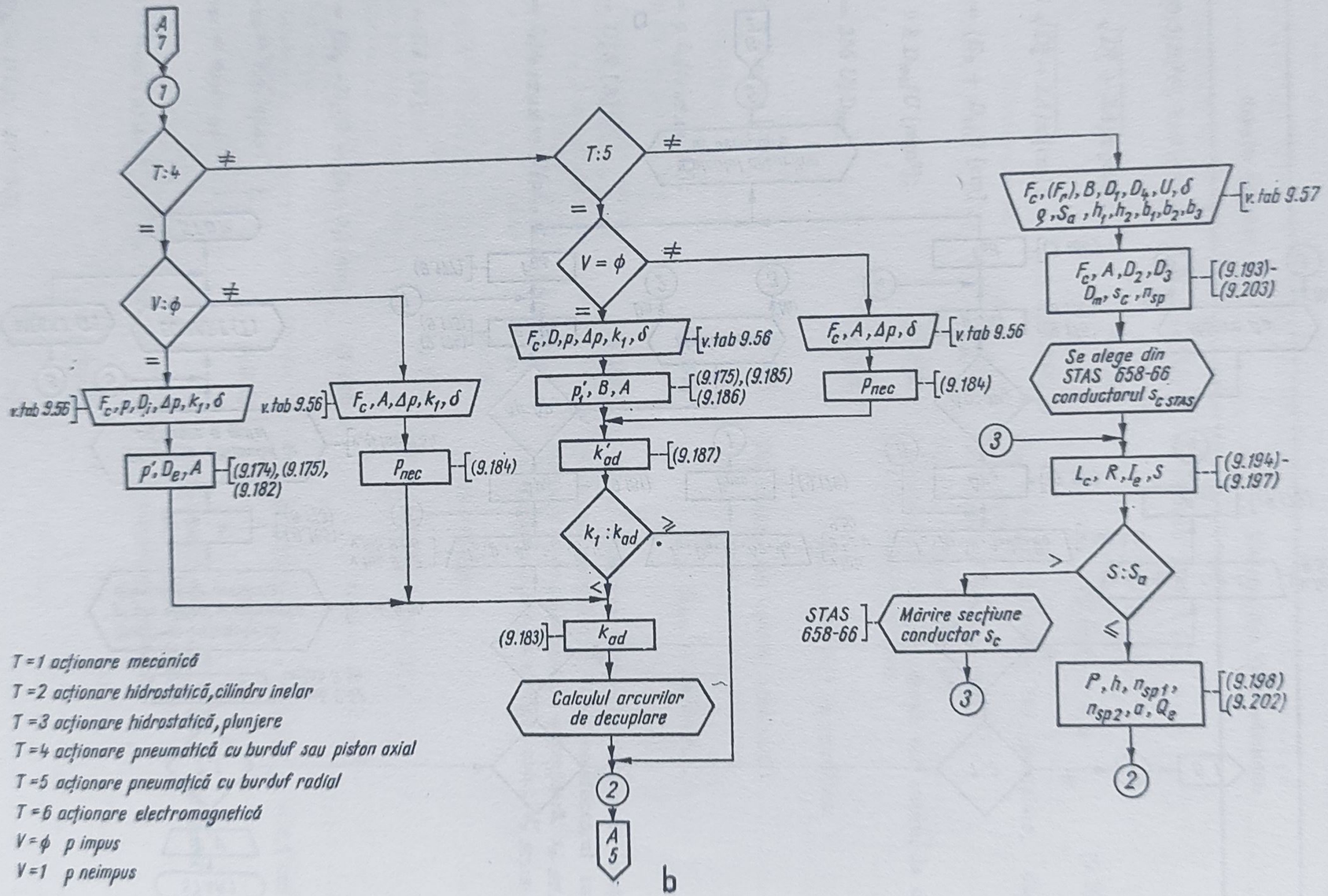


Fig. 9.78. Schemă logică pentru calculul acționării cuplajelor intermitente cu fricțiune.

În ceea ce privește decuplarea, pentru fiecare pereche de suprafețe de frecare trebuie prevăzut un joc de minimum 0,25 mm, cursa de deblocare putîndu-se estima — pentru discurile neplacate cu garnituri de fricțiune — ca fiind $1{,}5 \cdot 10^{-3}\ D_e\ (z_1 + z_2)$, D_e fiind diametrul exterior al suprafețelor de frecare [41].

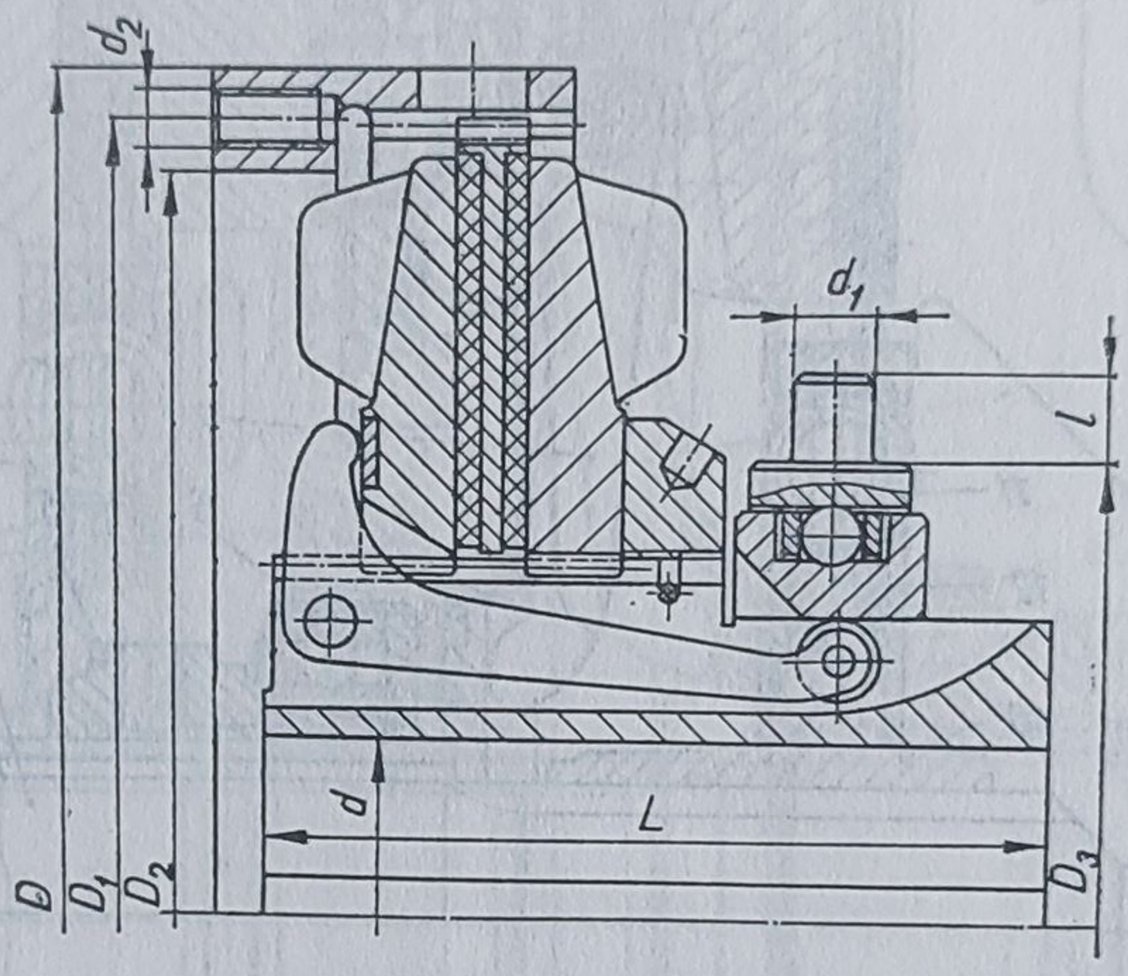


Fig. 9.79. Cuplaj monodisc cu comandă mecanică, produs de firma *Prodan* [106].

Tabelul 9.58

Caracteristicile cuplajelor din fig. 9.79, *a* [106]

M_{tn}, daN·m	Dimensiunile, mm								
	d_{max}	D	L	D_1	D_2	D_3	d_1	d_2	l
11; 16	28	130	65	120	110	78	8	M6	7
23; 32	38	165	75	150	138	100	9	M8	10
45; 64	45	200	110	185	172	113	10	M8	11
90; 128	55	250	120	235	220	140	12	M10	12
180; 256	90	300	140	275	260	206	18	M12	18
360; 550	100	420	170	395	370	280	20	M16	20

Exemple de cuplaje mono și bidisc — utilizate în transmisia autovehiculelor — sînt date în fig. 9.80 și 9.81, ambreiajele fiind de tipul *normal cuplat*.

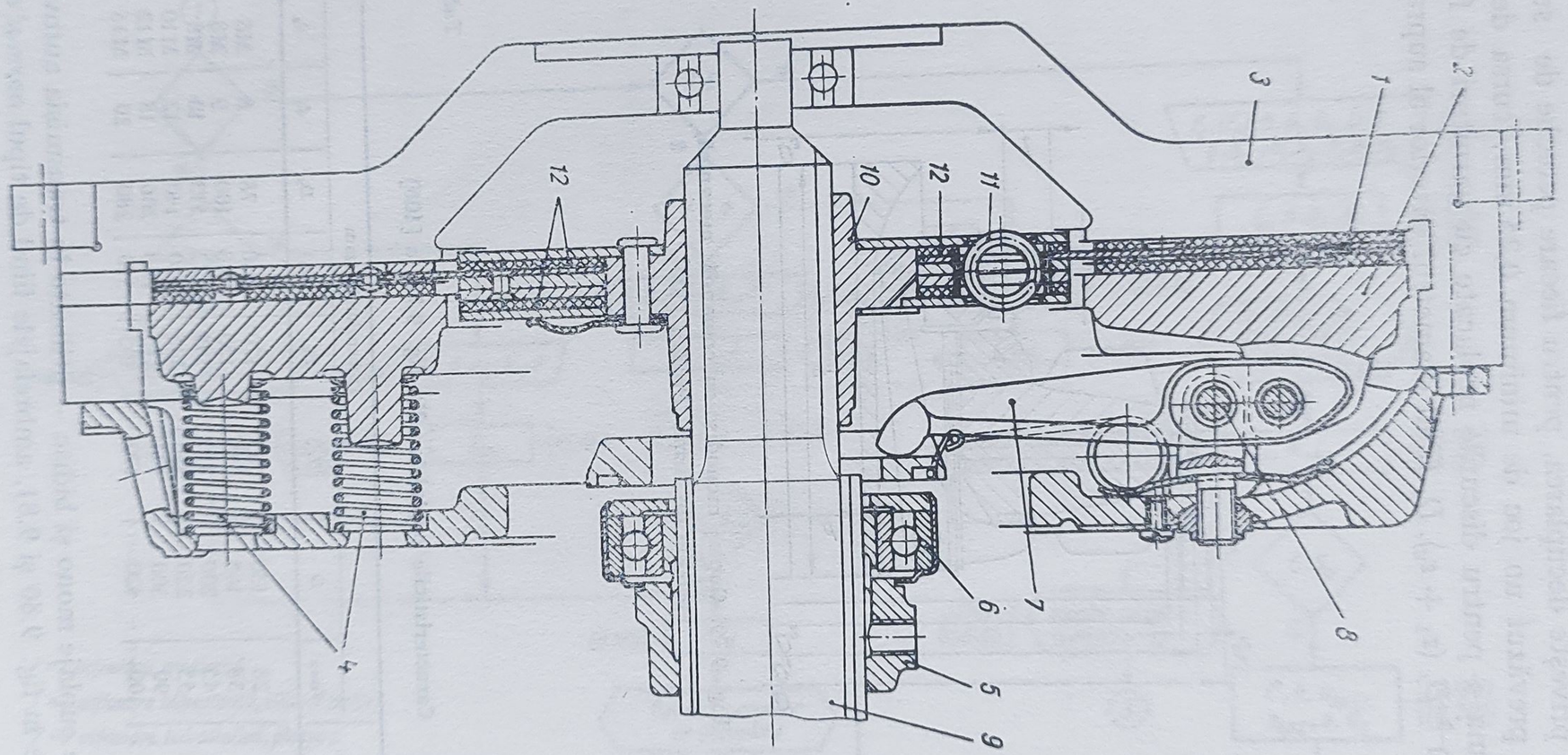


Fig. 9.80. Cuplaj cu frictiune monodisc (ambreiaj), produs de *Fichtel & Sachs*, pentru autovehicule:

1 — disc condus; *2* — disc (placa) de presiune; *3* — disc de reazem (volantul motorului); *4* — arcuri de presare montate precomprimat; *5* — mufă de cuplare; *6* — rulment de presiune; *7* — pîrghie de cuplare; *8* — bolțuri de reazem; *9* — arborele primar al cutiei de viteze; *10* — bucșă de antrenare; *11* — arcurile amortizorului de oscilații torsionale; *12* — garniturile de frictiune ale amortizorului de oscilații.

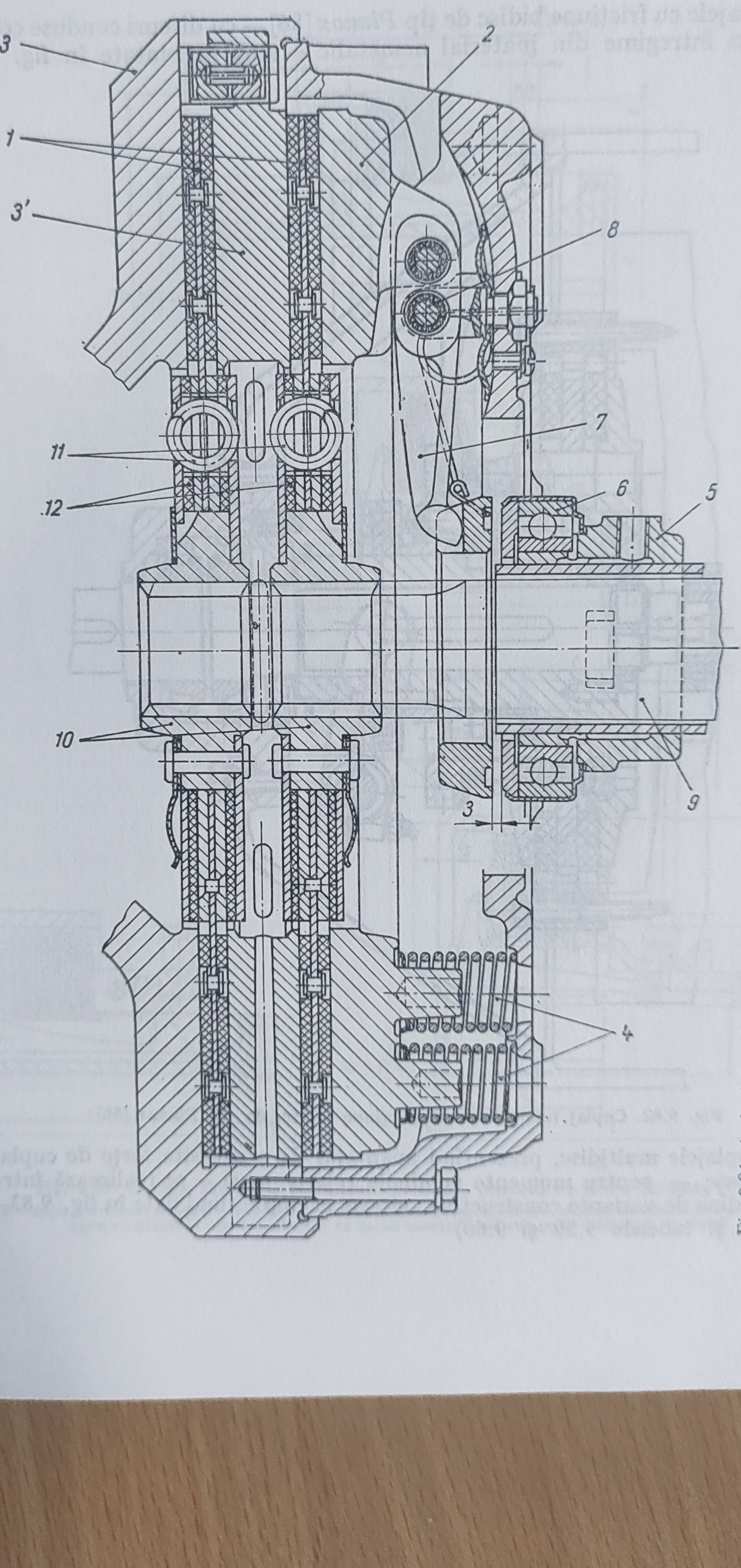


Fig. 9.81. Ambreiaj cu două discuri conduse, produs de firma *Fichtel & Sachs* (semnificaţia notaţiilor este identică cu cea din fig. 9.80).

Cuplajele cu fricţiune bidisc de tip *Planox* [86] — cu discuri conduse confecţionate în întregime din material nemetalic — sînt prezentate în fig. 9.82.

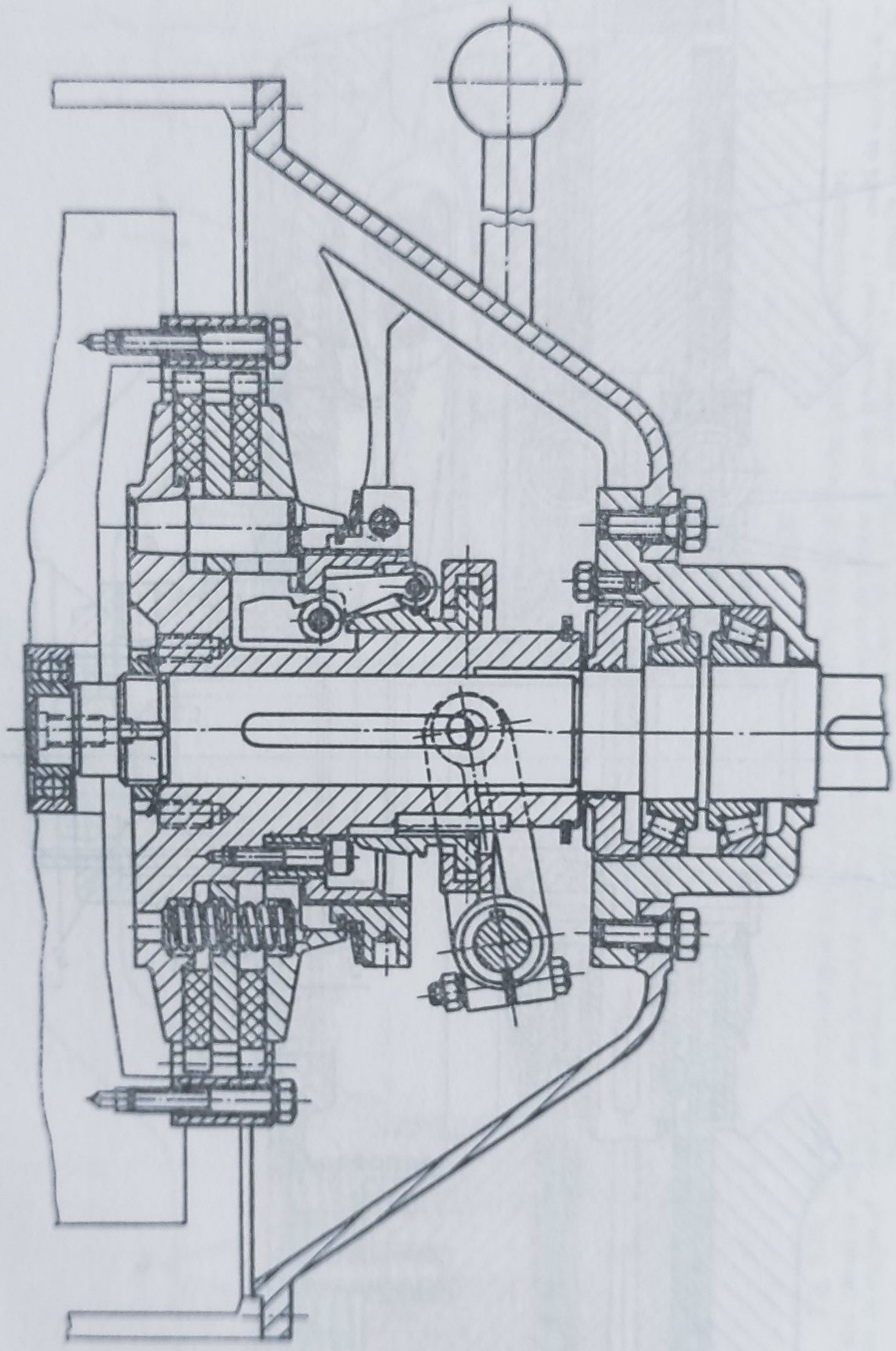


Fig. 9.82. Cuplaj intermitent cu fricţiune bidisc, de tip *Planox* [86]:

Cuplajele multidisc, prezentînd avantajul de a necesita forţe de cuplare mai reduse — pentru momente nominale relativ mari — se realizează într-o multitudine de variante constructive, cîteva exemple fiind date în fig. 9.83—9.85 (v. şi tabelele 9.59 şi 9.60)

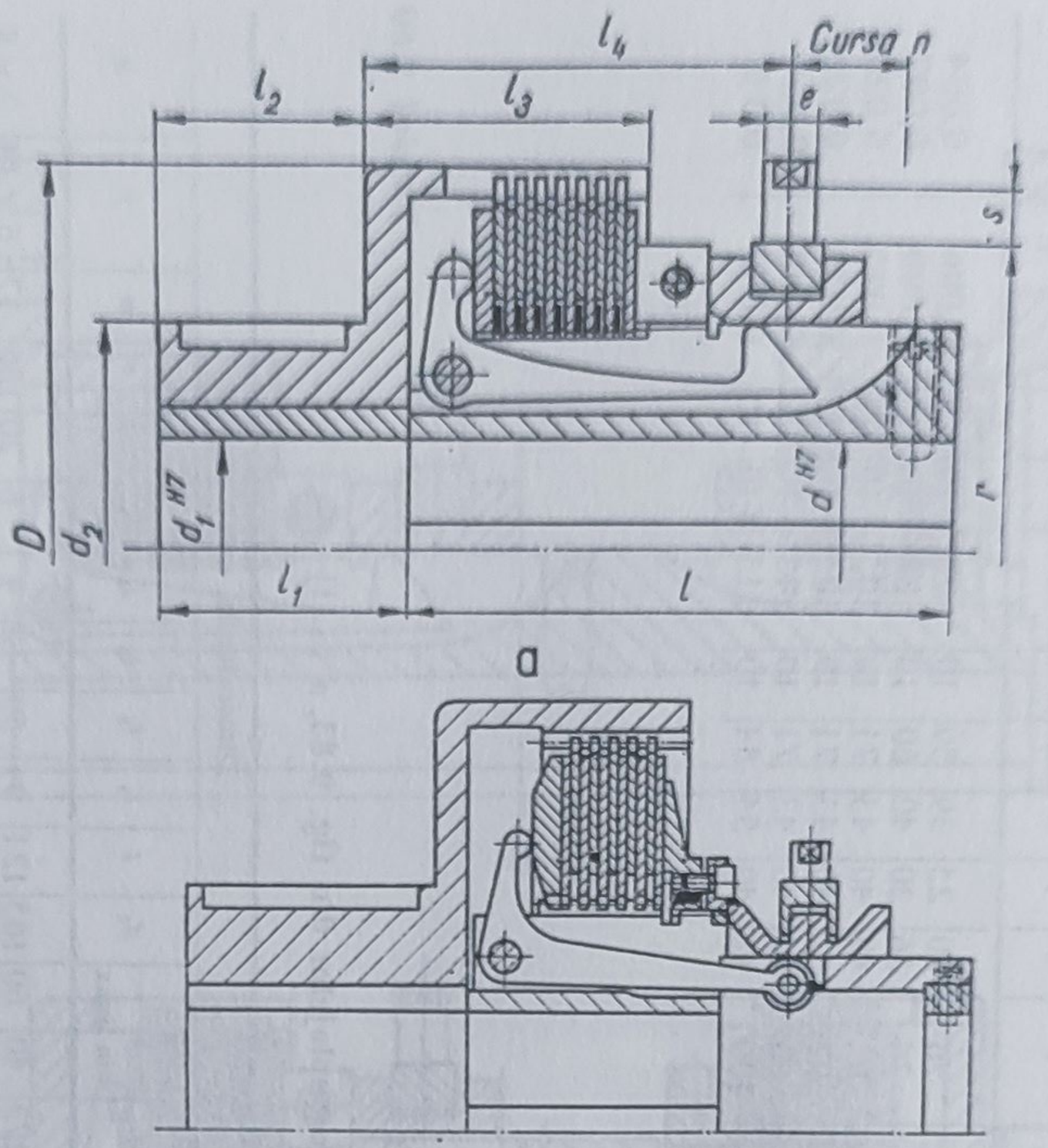


Fig. 9.83. Cuplaje multidisc comandate mecanic, produse de firma *Stromag* [119]:
***a, b* — cuplaje destinate antrenării unui element montat pe carcasa cuplajului şi solidarizat de aceasta prin pană; *c, d* — cuplaje utilizate la cuplarea arborelui cu un alt element cinematic printr-o legătură tip flanşă.**

Tabelul 9.59

Principalele caracteristici și dimensiuni ale cuplajelor din fig. 9.83,*a* [111]

Tipul cuplajului	M_{max}, daN·m	Turația maximă, rot/min	Forța de cuplare, daN	Dimensiunile, mm														GD^2, daN·m²	
				D	d min	d max	d_1 max	d_2	l	l_1	l_2	l_3	l_4	c	r	s	n	Exterior	Interior
NB 10	5	3000	19	82	15	22	22	45	76	30	25	39	59	10	78	10	11	0,006	0,004
NC 10	8	3000	24	92	20	32	32	55	76	36	30	40	60	10	88	10	11	0,009	0,007
ND 10	15	3000	30	114	25	38	38	70	92	47	40	43	71	10	105	10	13	0,023	0,020
ND 25	21	2600	38	125	25	38	38	70	92	47	40	43	71	10	105	10	13	0,030	0,022
ND 40	23	2200	45	142	30	52	52	85	90	48	40	43	71	10	115	10	12	0,048	0,034
ND 50	32	2200	52	142	30	48	48	85	106	48	40	54	84	10	115	10	15	0,059	0,040

Tabelul 9.60

Principalele caracteristici și dimensiuni ale cuplajelor din fig. 9.83, *d* [111]

Tipodimensiunea cuplajului			M_{din}, daN·m	Turația maximă, rot/min	Forța de cuplare, daN	GD^2, daN·m²		Dimensiunile, mm																		
Oțel/Oțel	Oțel/Azbest	Oțel/bronz sinterizat				exterior	interior	D	D_1	D_2	d min	d max	d_1	l	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	$e=s$	r	n	j	k
FE 50	FE 60	FE 70	45	2000	60	0,16	0,08	235	205	172	40	60	165	121	91	59	12	4	6	20	156	17	6×14	2×8
FF 50	FF 60	FF 70	90	1500	90	0,32	0,19	285	250	210	45	65	200	150	112	69	14	5	10	20	152	19	6×18	2×10
FG 50	FG 60	FG 70	180	1250	105	1,20	0,61	350	310	270	50	75	255	195	141	95	16	5	10	20	185	28	6×18	2×12
FH 50	FH 60	FH 70	270	1000	148	2,30	1,10	400	360	320	60	95	300	200	145	100	18	5	10	20	225	28	6×18	2×12
FJ 50	FJ 60	FJ 70	400	900	165	5,00	2,90	460	415	370	70	105	350	266	196	140	20	5	10	20	225	35	6×22	2×16
FK 50	FK 60	FK 70	600	700	200	10,5	5,80	550	505	460	80	130	440	272	193	130	22	6	12	20	265	40	6×22	2×16
FL 50	FL 60	FL 70	1000	600	250	20,9	15,0	630	585	540	90	160	510	305	216	155	22	6	10	25	310	45	6×22	2×16
FM 50	FM 60	FM 70	2000	500	350	48,6	39,0	760	700	640	100	180	610	375	263	190	25	8	13	25	350	55	8×30	2×25

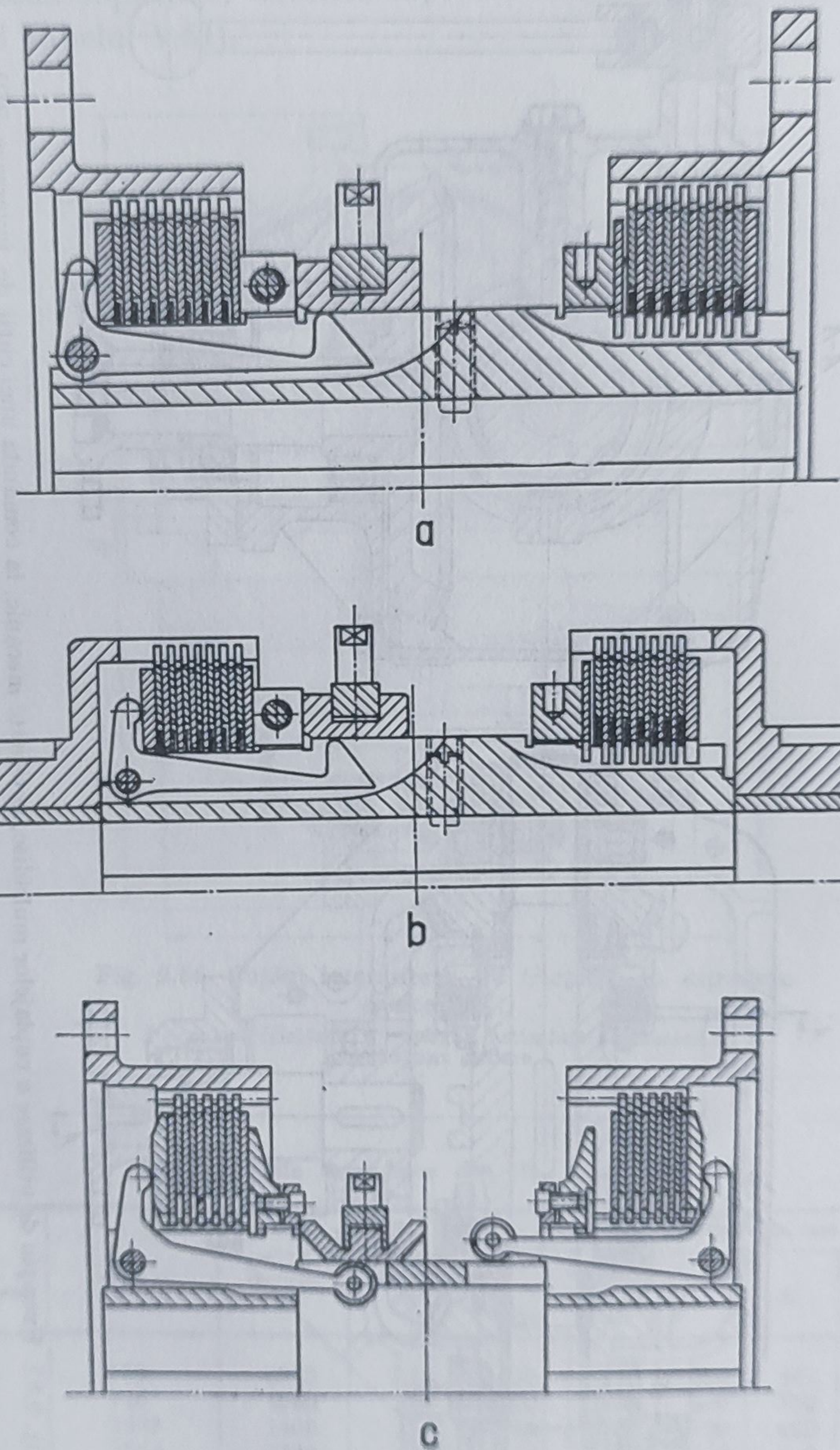


Fig. 9.81. Cuplaje intermitente, cu fricţiune, multidisc – comandate mecanic – produse de firma *Stromag* [111].

Fig. 9.85. Exemplu de utilizare a cuplajelor multidisc, acționate mecanic, la comanda unei cutii de inversare [92].

Cuplajele cu suprafețe conice de frecare s-au răspîndit în special în varianta cu două suprafețe, datorită faptului că forțele axiale sînt echilibrate (fig. 9.86 și tabelul 9.61).

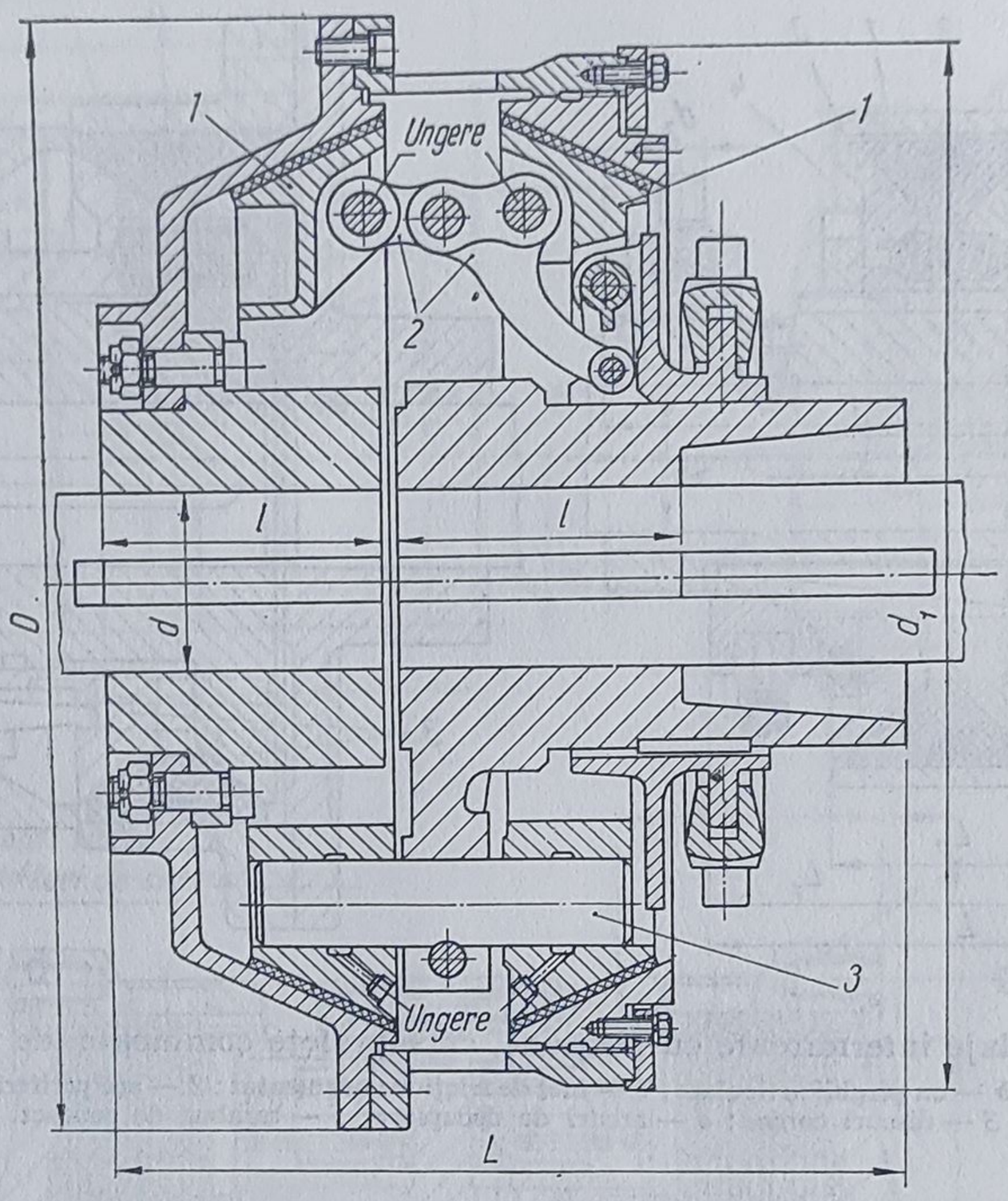


Fig. 9.86. Cuplaj intermitent, cu fricțiune cu suprafețe conice [98]:
1 — conuri fricțiune; *2* — pîrghii articulate de comandă; *3* — bolțuri ghidare.

Tabelul 9.61

Caracteristicile cuplajelor din fig. 9.86 [98]

Cuplaj tip KBA, dimensiunea	M_{tn}, daN·m	n_{max}, rot/min	Forța de acționare, daN	Dimensiunile, mm					
				d		D	d_1	Δ	l
				min	max				
125	500	2000	220	70	125	500	462	380	145
140	716	1680	300	90	140	610	560	445	170
160	1432	1400	375	110	160	750	690	525	210
180	2864	1120	450	125	180	860	810	620	225
200	5000	1000	600	125	200	1000	920	705	250
220	7160	900	800	140	220	1205	1145	830	280
240	10740	800	1100	160	240	1305	1255	880	300
280	17900	750	1500	200	280	1420	1400	980	350
320	28640	710	2000	200	320	1650	1625	1110	400

Un cuplaj de tip *Conax* — cu suprafețe de frecare combinate — este prezentat în fig. 9.87, dimensiunile principale ale cuplajelor de acest tip produse de firma *Desch* [86], fiind date în tabelul 9.62.

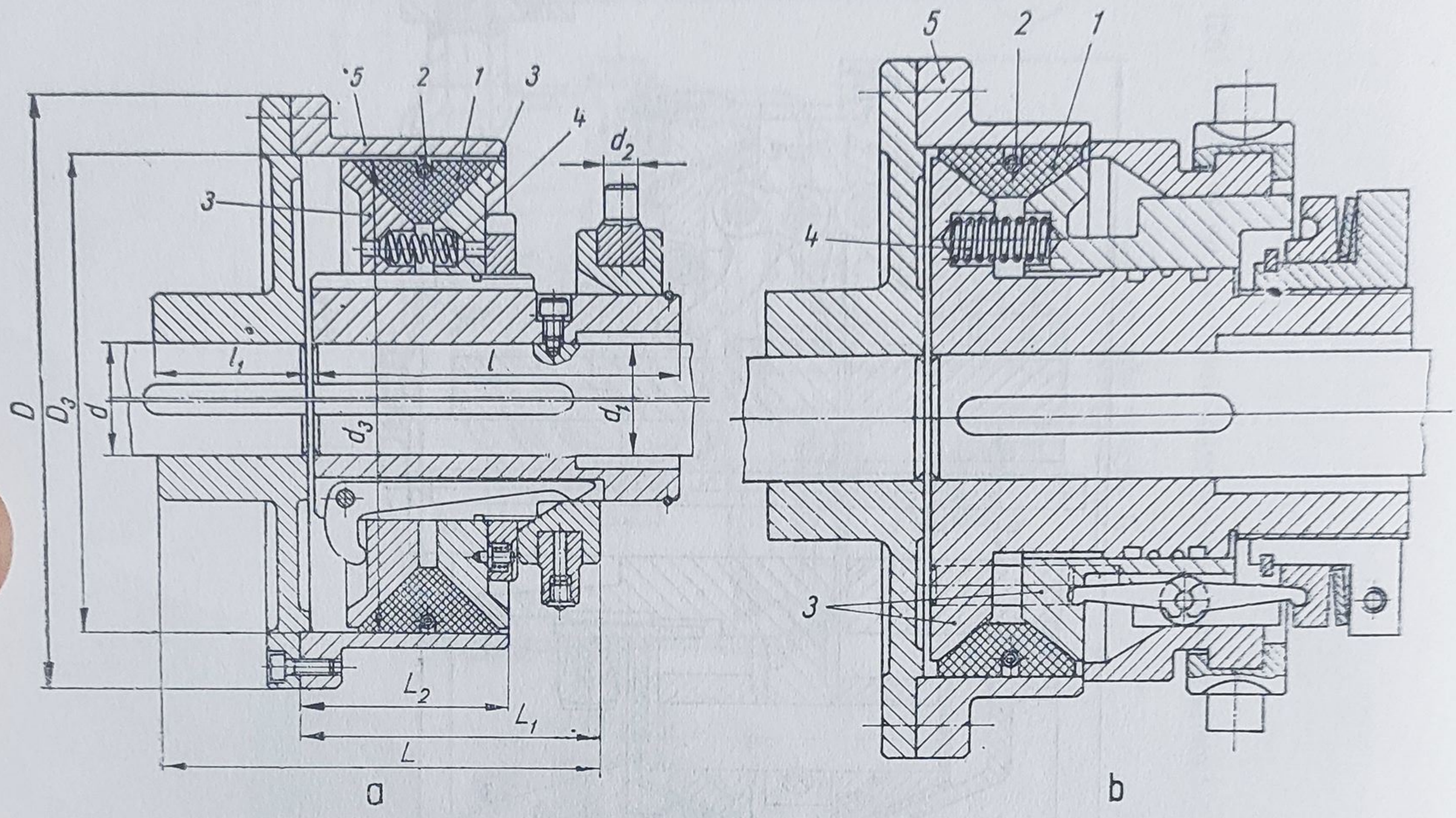


Fig. 9.87. Cuplaje intermitente cu fricțiune, cu suprafețe combinate (de tip *Conax*) [86]:
a — cu pîrghii simple; *b* — cu pîrghii articulate; *1* — inel de fricțiune segmentat; *2* — arc periferic de susținere a segmenților; *3* — discuri conice; *4* — arcuri de decuplare; *5* — tambur de contact.

Tabelul 9.62

Dimensiunile și parametrii principali ai cuplajelor cu fricțiune, de tip Conax (v. fig. 9.87) [25, 86]

Mărimea cuplajului		4/1	5/2	7/3	11/5	13/8	16/16	20/25	24/50	28/100	34/200
$M_{d\,max}$, daN·m		10	20	30	50	80	160	250	500	1000	1432
n_{max}, rot/min		4000	3280	2550	2120	1710	1360	1225	1080	855	700
F_0, daN		56	70	90	100	110	180	260	450	525	1050
Dimensiunile, mm	d_{max}	30	38	50	60	70	90	110	130	150	180
	d_{1max}	20	25	35	55	65	80	100	120	140	170
	d_2	11	12	17	17	17	21	25	28	35	35
	D	125	152	195	235	290	365	410	460	580	710
	D_3	90	115	148	186	234	295	335	376	472	594
	l	90	101	136	153	176	216	265	315	389	470
	l_1	29	33	45	60	75	90	120	150	170	210
	L	120	135	183	216	254	309	390	470	565	688
	L_1	93	104	140	159	182	222	274	324	400	486
	L_2	45	54	63	78	85	105	125	162	200	275
	Cursa	12	15	30	33	39	43	55	61	70	65

În fig. 9.88 sînt prezentate exemple de cuplaje multidisc comandate hidrostatic, cu cilindrul de acționare rotitor (v. și tabelele 9.63 și 9.64 și 9.65), în fig. 9.89 fiind exemplificată utilizarea cuplajelor comandate hidrostatic cu cilindru de comandă fix.

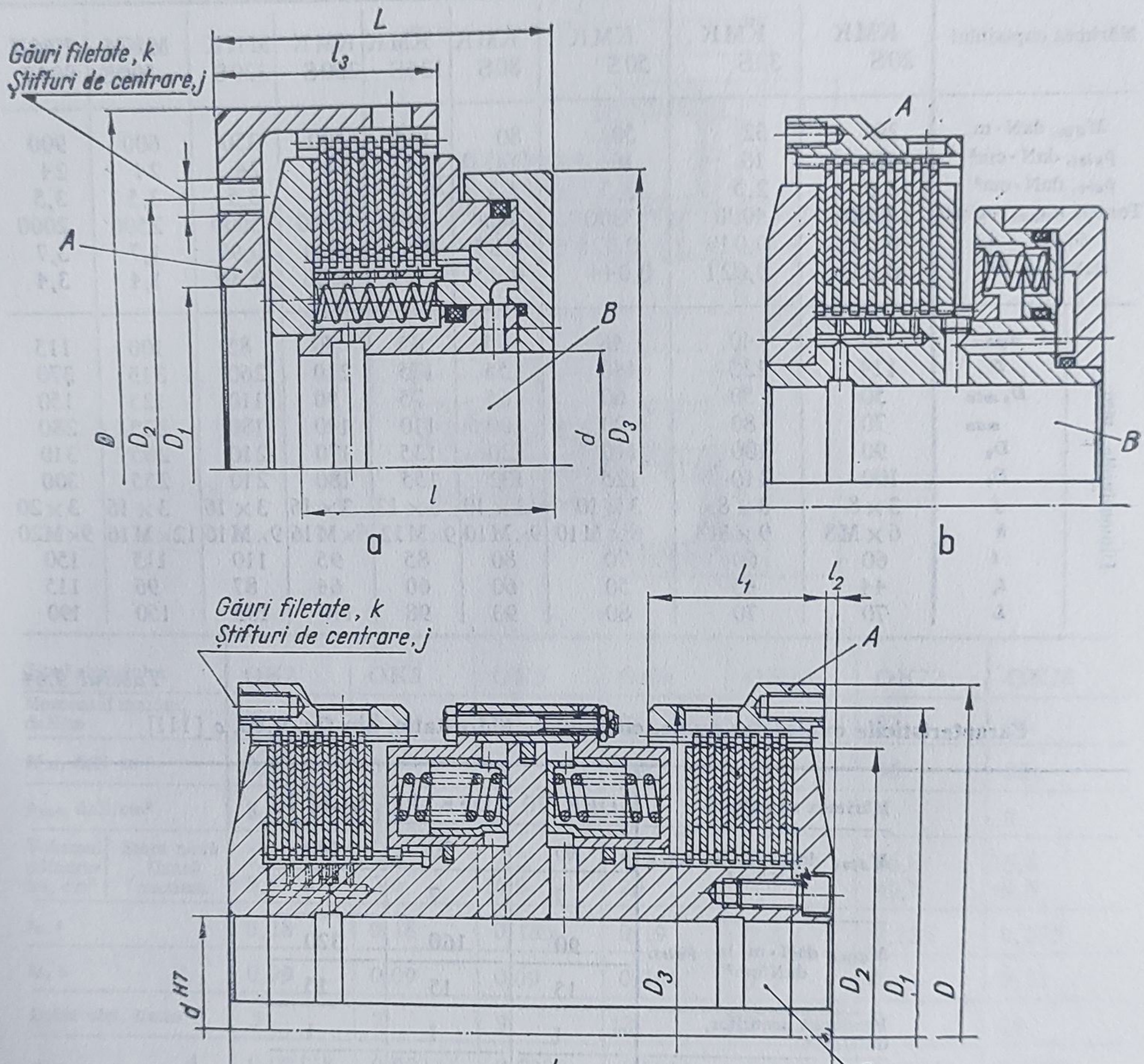


Fig. 9.88. Cuplaje multidisc comandate hidrostatic, produse de firma *Stromag* [111]: *a* — simplu, tip KMK, cu M_{dtn} = 20 ... 900 daN · m; *b* — simplu, tip K 70 cu M_{dtn} = 1750 ... 8200 daN · m; *c* — cuplaj dublu.

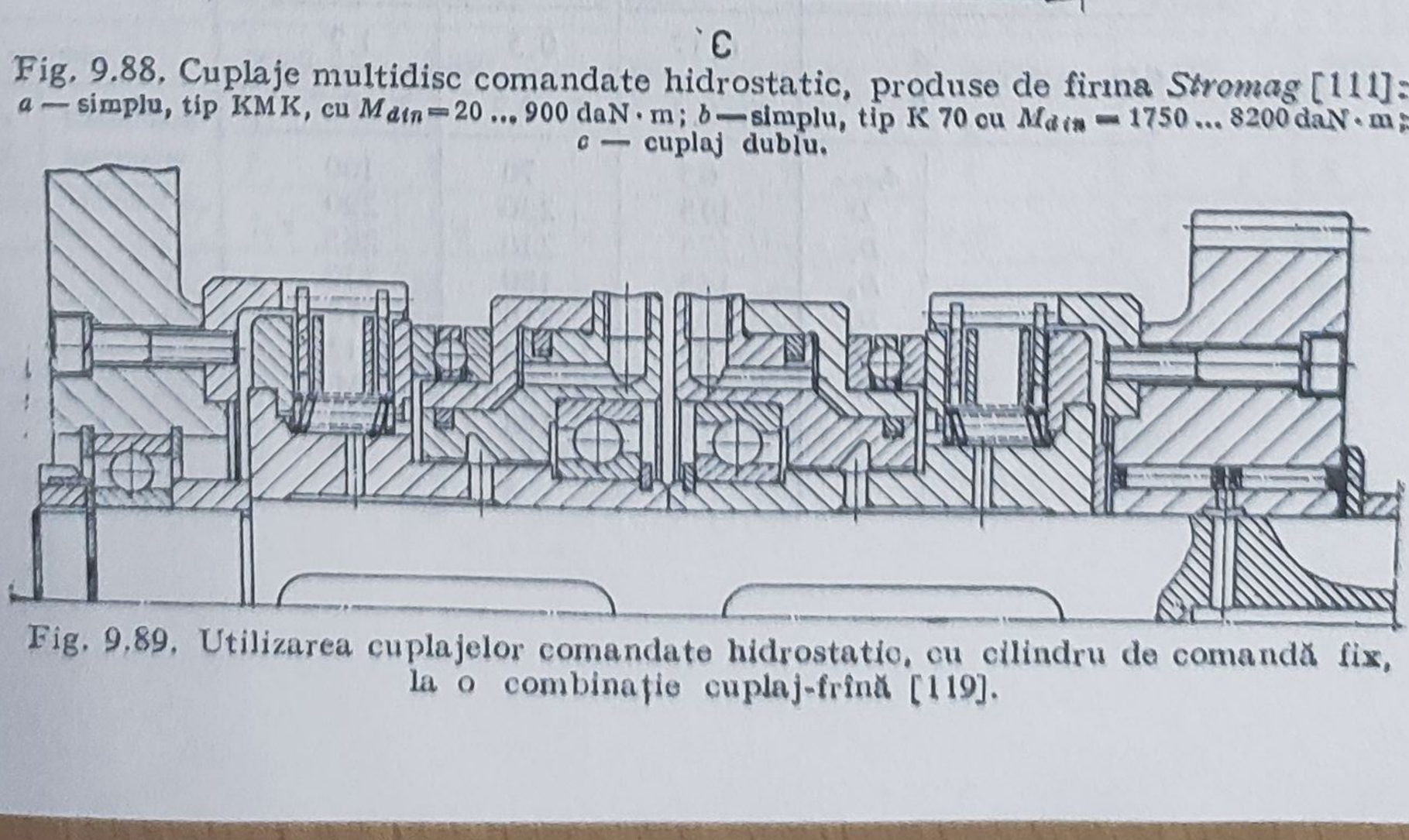


Fig. 9.89. Utilizarea cuplajelor comandate hidrostatic, cu cilindru de comandă fix, la o combinație cuplaj-frînă [119].

Tabelul 9.63

Caracteristicile și dimensiunile cuplajelor simple comandate hidrostatic (v. fig. 9.88, *a*) [111].

Mărimea cuplajului		KMK 20S	KMK 32S	KMK 50S	KMK 80S	KMK 125S	KMK 200S	MKK 320S	MKM 500S	KMK 800S
M_{din}, daN·m		20	32	50	80	125	200	350	600	900
p_{ulei}, daN·cm²		16	16	16	24	24	24	24	24	24
p_{arc}, daN·cm²		2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	3	3,5	3,5	3,5
Turația n_{max}, rot/min		4000	4000	3200	3000	3000	3000	3000	2500	2000
GD^2, daN·m²	A	0,011	0,019	0,026	0,05	0,1	0,21	0,99	1,7	3,7
	B	0,015	0,021	0,044	0,05	0,09	0,23	0,89	1,4	3,4
Dimensiunile, mm	d_{max}	40	40	48	55	65	70	85	100	115
	D	114	125	140	155	175	210	260	315	370
	D_1 min	50	50	60	65	75	90	110	125	150
	max	70	80	90	100	110	140	180	225	280
	D_2	90	100	110	120	135	170	210	265	310
	D_3	100	110	125	132	155	180	210	255	300
	j	3×8	3×8	3×10	3×10	3×13	3×16	3×16	3×16	3×20
	k	6×M8	9×M8	6×M10	9×M10	9×M12	6×M16	9×M16	12×M16	9×M20
	l	60	60	70	80	85	95	110	115	150
	l_3	44	45	50	60	60	64	87	96	115
	L	70	70	80	93	98	110	135	150	190

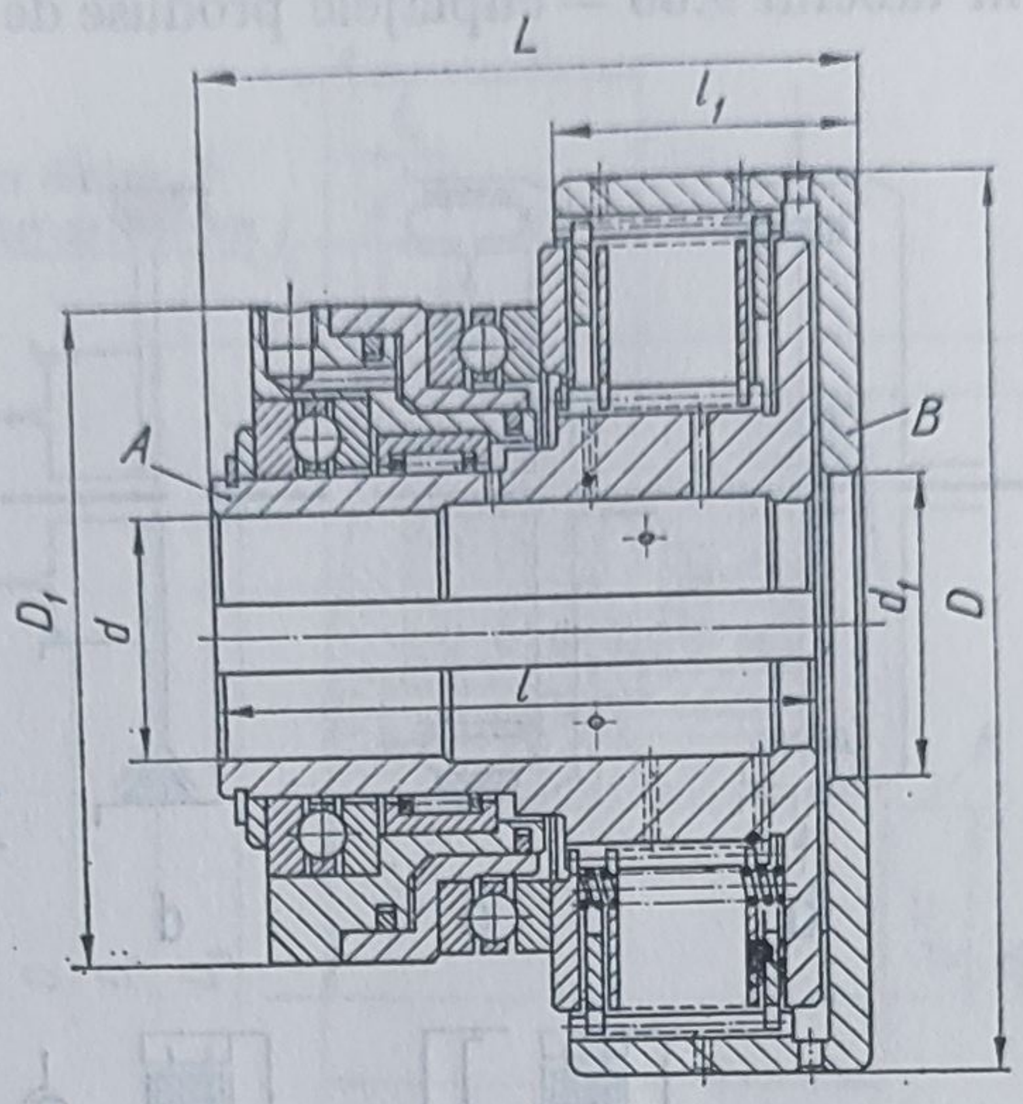
Tabelul 9.64

Caracteristicile cuplajelor duble, comandate hidrostatic, din fig. 9.88, *c* [111]

Mărimea cuplajului		DEK 70	DFK 70	DGK 70
M_{din}, daM·m, la p_{ulei}, daN/cm²		40	70	140
		7	7	7
M_{din}, daN·m la p_{ulei}, daN/cm²		90	160	320
		15	15	15
Presiunea arcurilor, daN/cm²		1	1	1
Turația n_{max}, rot/min		3000	3000	3000
GD^2, daN·m²	A	0,17	0,5	1,7
	B	2×0,1	2×0,2	2×0,7
Dimensiunile, mm	d_{max}	65	70	100
	D	195	230	290
	D_1	175	210	265
	D_2	145	180	230
	D_3	175	210	270
	j	2×8	2×10	2×12
	k	6×M8	6×M10	6×M12
	l	178	190	250
	l_1	47,5	51	67
	l_2	5	5	8

Tabelul 9.65

Caracteristicile și dimensiunile principale ale cuplajelor acționate hidrostatic [119].



Tipul cuplajului		OK2	OK3	OK5	OK9	OK15	OK22	OK36
Momentul maxim, daN/m		2	3	5	9	15	22	36
M_{st}, daN · m		3,5	5	8	15	25	36	60
p_{ulei} daN/cm²		8	8	8	8	8	9	9
Volumul cilindrului, cm³	Stare nouă	3,6	6,4	7,5	9,5	13	26,8	26,8
	Uzură maximă	9,6	13,6	16,9	23	30,7	49,8	49,8
t_c, s		0,18	0,18	0,185	0,19	0,2	0,225	0,275
t_d, s		0,09	0,09	0,09	0,095	0,1	0,11	0,13
Debit ulei, l/min		5	7	9	12	17	20	20
GD^2, daN · m²	A	0,00118	0,00234	0,0032	0,0082	0,0191	0,0305	0,0950
	B	0,00176	0,0031	0,0041	0,0096	0,0228	0,0448	0,11
n_{max}, rot/min		3000	3000	3000	2500	2000	2000	2000
Număr discuri	Exterioare	3	3	4	5	5	5	7
	Interioare	2	2	3	4	4	4	6
Grosimea discurilor, mm		1,4	1,4	2,5	2,1	2,2	3,5	3,7
Dimensiunile, mm	d	28	30	36	40	48	58	58
	d_1	35	35	45	48	55	68	80
	D	90	100	108	120	145	168	200
	D_1	87	97	105	119	139	154	154
	l	58	61	69	74,5	89	105	125
	l_1	33	24	40,5	41,5	47,5	54,5	73
	L	65	68	77	82,5	100	115	137

Diversele soluţii constructive utilizate la comanda pneumostatică a cuplajelor cu fricţiune sînt prezentate în fig. 9.90, în fig. 9.91 fiind prezentate cuplajele cu comandă pneumostatică cu membrană produse de firma *Bolenz & Schäfer* [79], iar în tabelul 9.66 — cuplajele produse de firma *Stromag* [111].

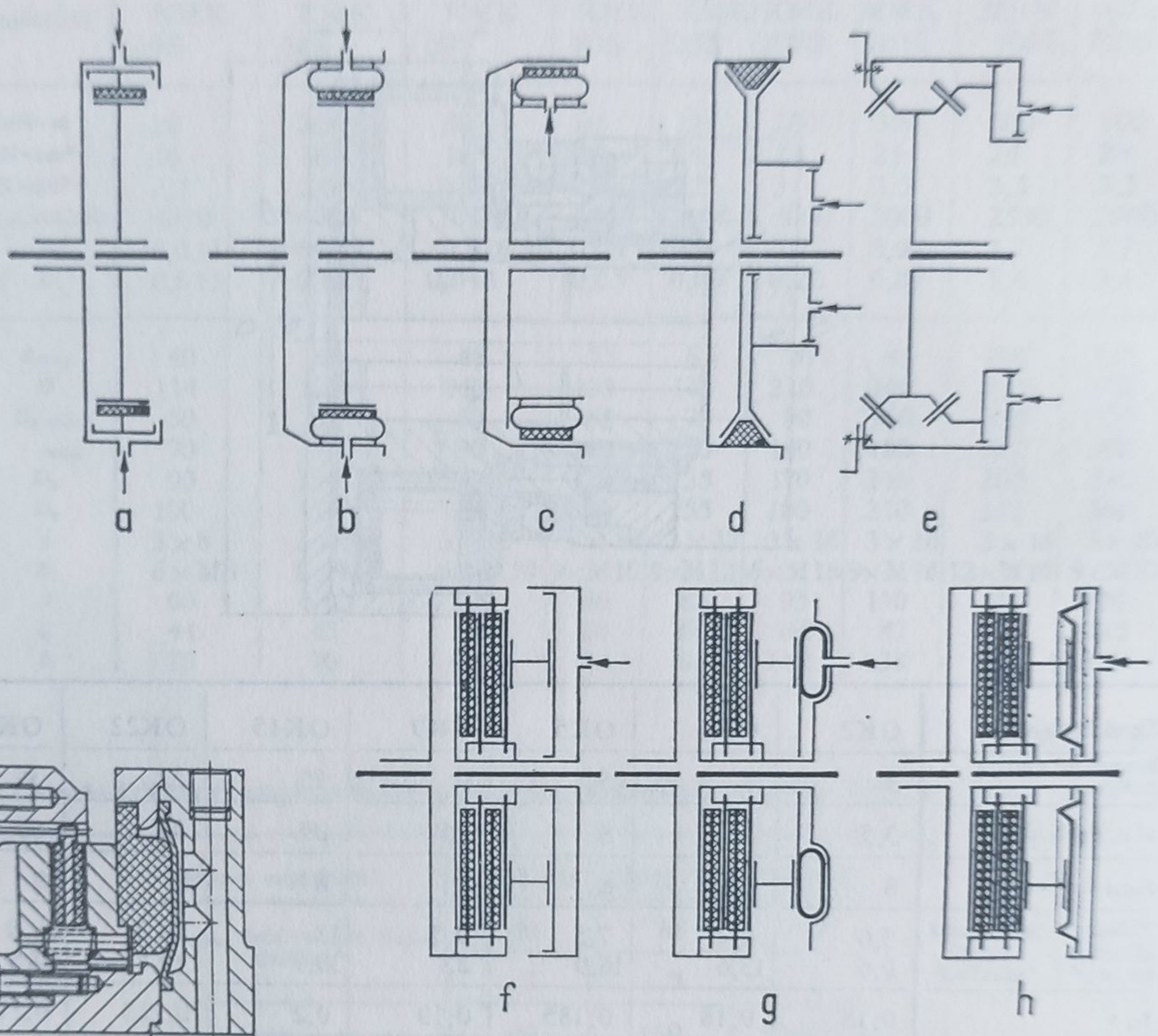
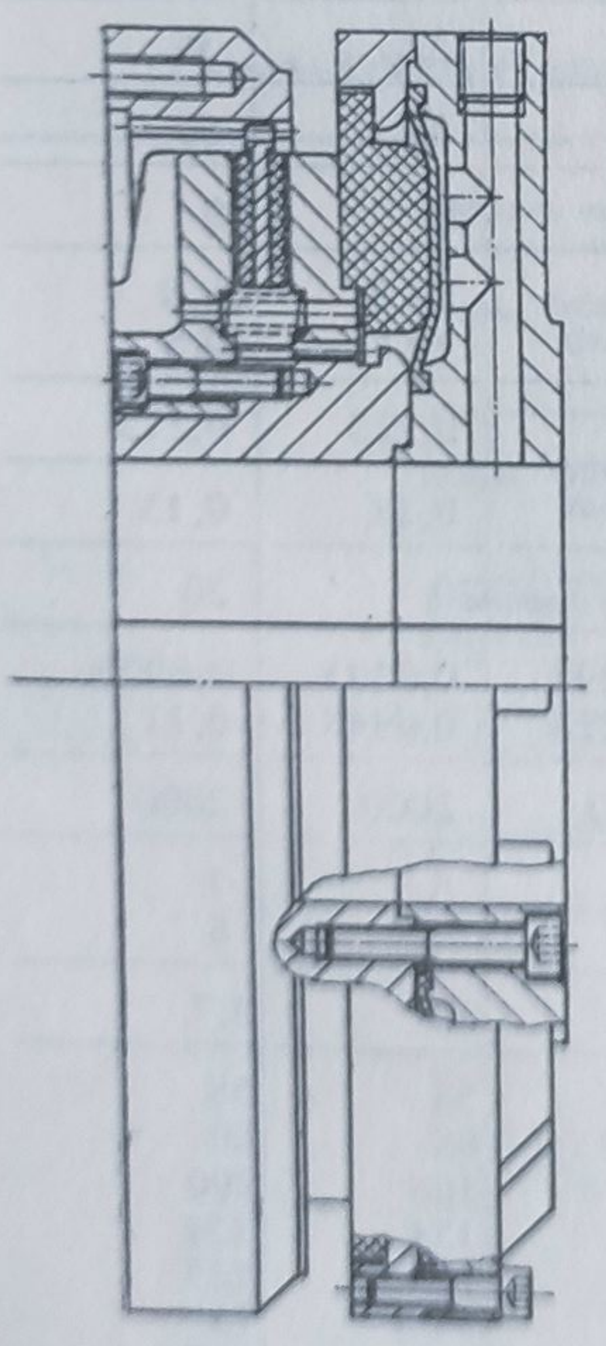


Fig. 9.90. Soluţii constructive utilizate la comanda pneumatică a cuplajelor cu fricţiune [68]:

a — pistoane radiale; *b* — burduf radial, montat pe tamburul exterior; *c* — burduf radial, montat pe tamburul interior; *d* — cilindru axial, acţionînd asupra unor suprafeţe conice interioare; *e* — cilindru axial acţionînd asupra unor suprafeţe conice exterioare; *f* — piston axial; *g* — burduf axial; *h* — membrană.



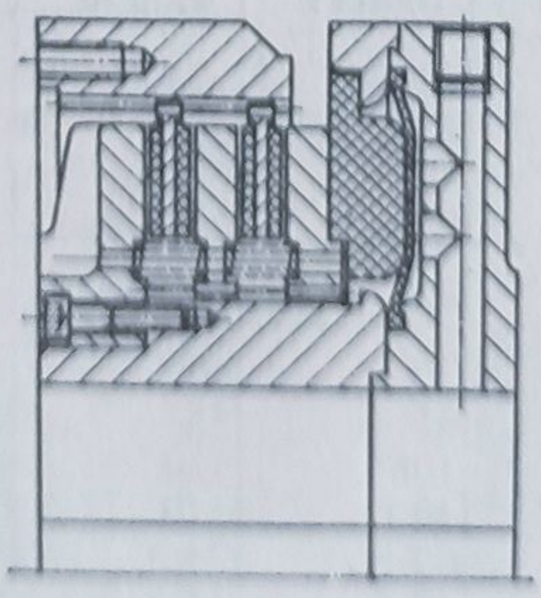
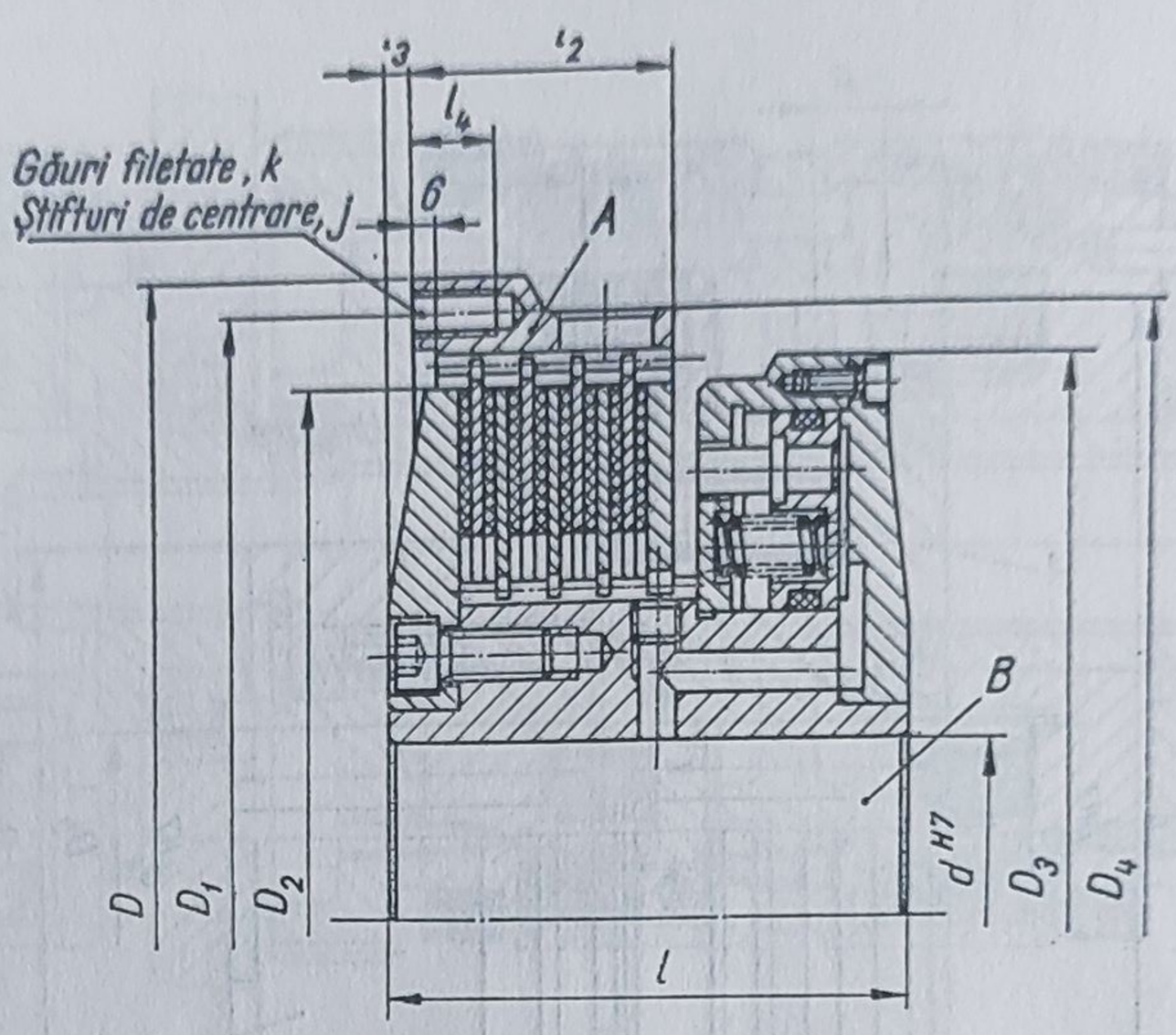


Fig. 9.91. Cuplaje intermitente, cu comandă pneumostatică (cu membrană), produse de firma *Bolenz & Schäfer* [79]:

a — tip 711; *b* — tip 712

Tabelul 9.66

Caracteristicile cuplajelor comandate pneumostatic [111].



Tipul cuplajului		KK60	LK60	MK60	NK60
M_{din}, daN·cm, la p_{ulei}, daN/cm²		880	1600	2700	4500
		5	5	5	5
Presiunea arcurilor, daN·cm²		1	1	1	1
Turaţia n_{max}, rot/min		1500	1200	1000	800
GD^2, daN·m²	A	7,4	18	22	47
	B	8,8	20	55	110
Dimensiunile, mm	d_{max}	150	170	200	240
	D	485	570	680	775
	D_1	455	530	635	730
	D_2	400	480	576	670
	D_3	415	520	620	710
	D_4	460	535	640	740
	j	2×16	2×16	2×25	2×25
	k	8×M16	12×M16	8×M24	12×M24
	l	190	230	245	270
	l_3	92	120	120	128
	l_4	8	8	17	17
	l_6	24	24	36	36

În fig. 9.92—9.94 și în tabelele 9.67 și 9.68 sînt prezentate soluții constructive, exemple de utilizare și parametrii cuplajelor cu fricțiune acționate electromagnetic.

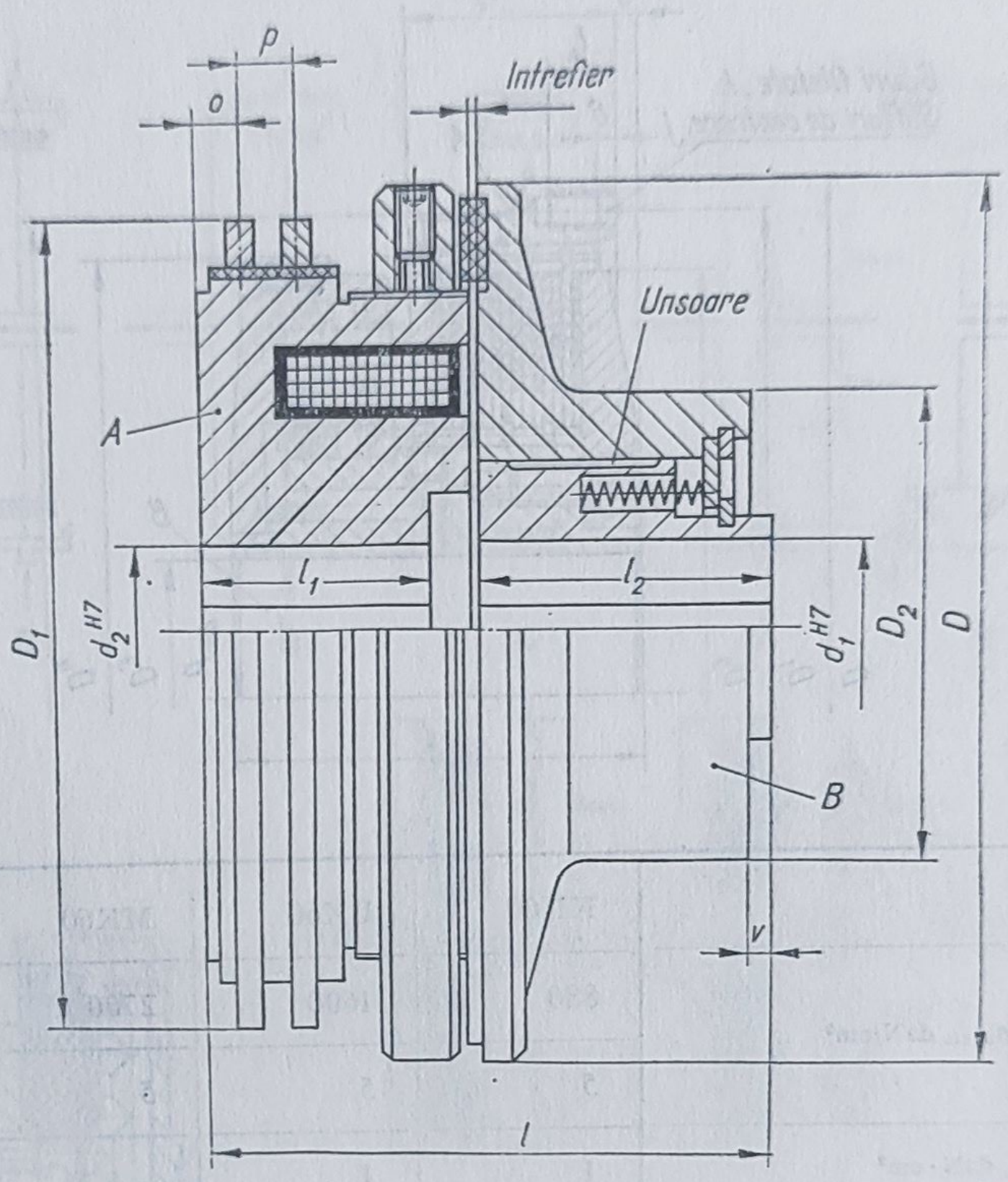


Fig. 9.92. Cuplaj monodisc cu comandă electromagnetică produs de firma *Stromag* [111].

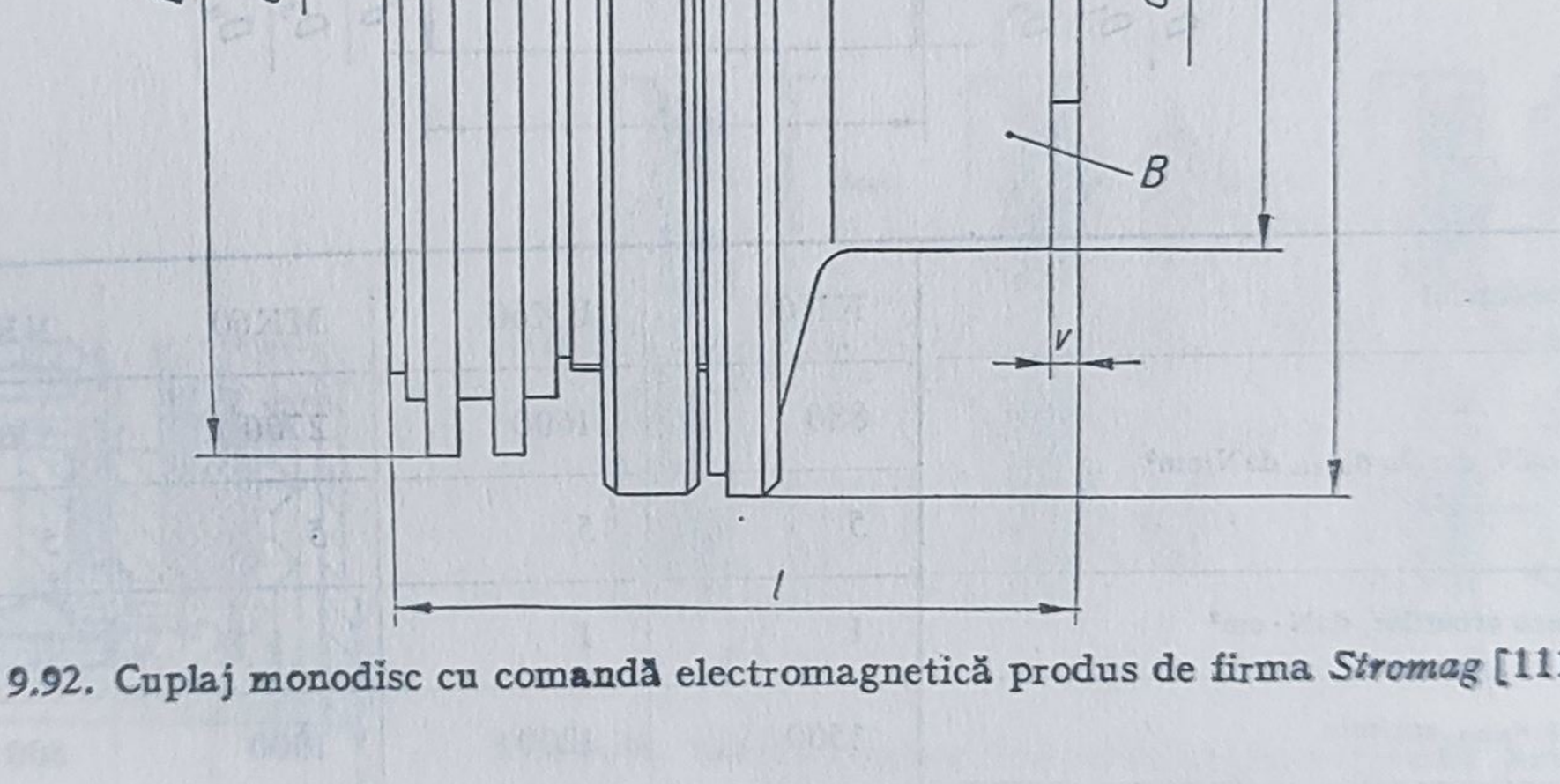


Fig. 9.93. Utilizarea cuplajelor multidisc comandate electromagnetic la antrenarea a două roți dințate; se remarcă modul de imobilizare a carcaselor bobinelor de excitație [119].

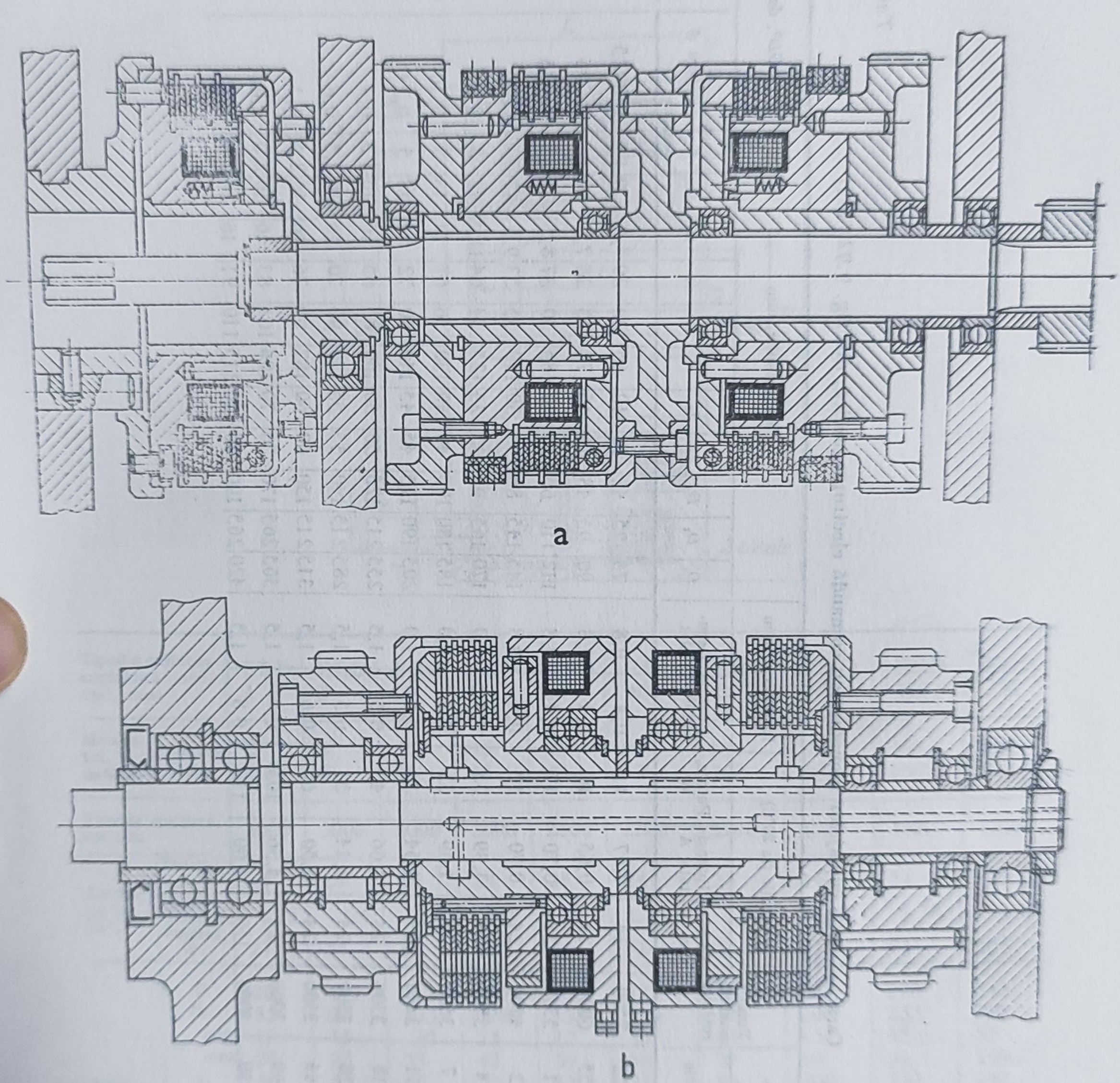


Fig. 9.94. Exemple de utilizare a cuplajelor multidisc, comandate electromagnetic, la mașinile-unelte [111]:

a — la o frezã de copiat, cu discurile nestrăbătute de fluxul magnetic; *b* — la transmisia principală a unui strung, cu discurile străbătute de fluxul magnetic.

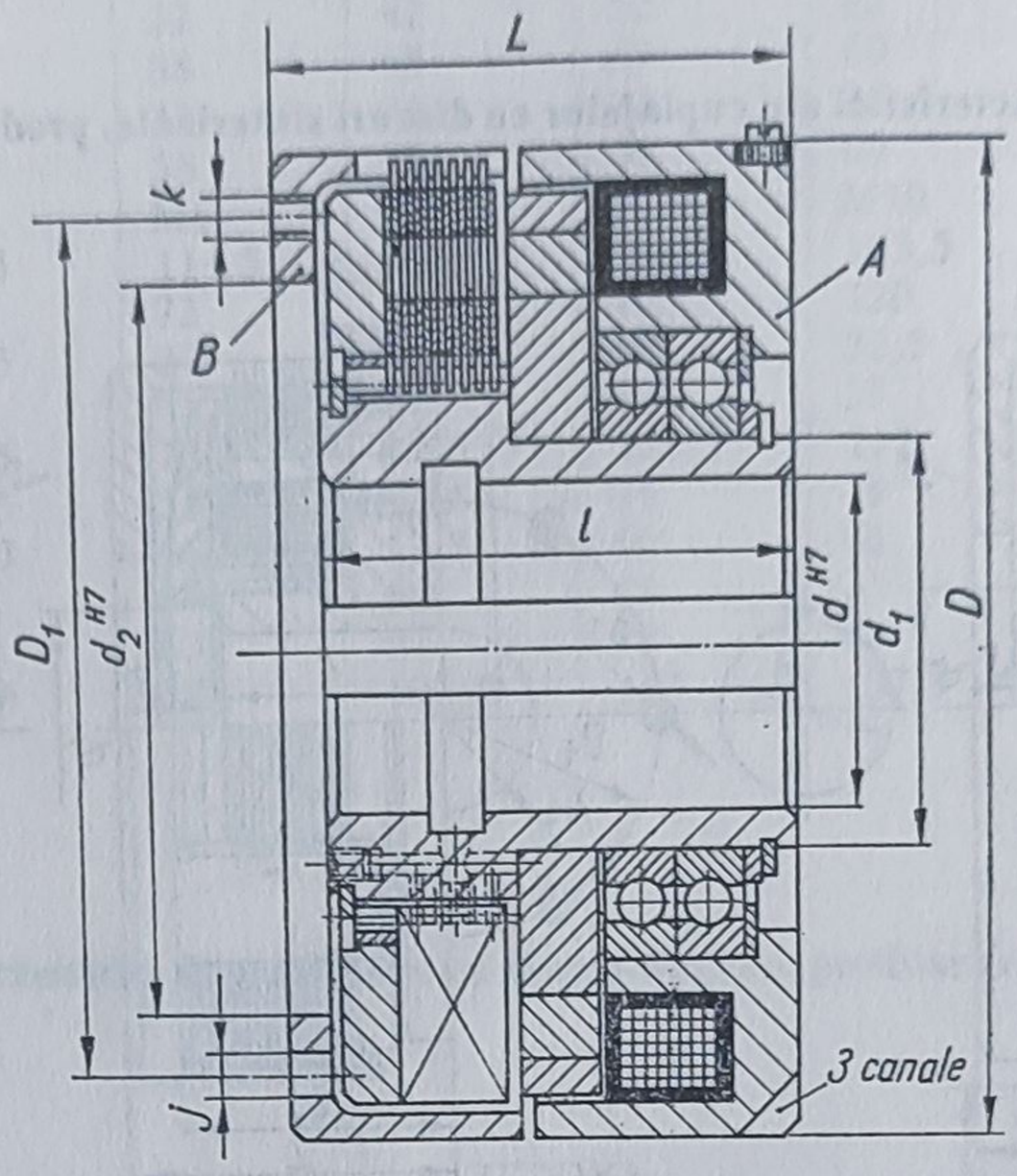
Tabelul 9.67

Caracteristicile cuplajelor monodisc cu comandă electromagnetică, din fig. 9.92 [111]

Mărimea cuplajului	Momentul, daN·m		Turația maximă, rot/min	Excitație (la 20°C)			Intrefierul, mm		Dimensiunile, mm												GD^2, daN·m²	
	dinamic	static		Tensiune, V	Intensitate, A	Putere, W	Cuplat	Decuplat	D	D_1	D_2	d_1	d_2	l	l_1	l_2	o	p	v	Partea A	Partea B
MAA 0,2	0,2	0,22	7500	24	0,47	11	0,4	0,8	75	75	42	10	10	65	22	29	7,5	9	1,2	0,0025	0,0007
MAA 0,5	0,5	0,55	6000	24	0,65	16	0,4	0,8	90	95	48	15	15	70	23	28	7,5	10	1,2	0,006	0,0015
MAA 1	1	1,1	5300	24	0,70	17	0,4	0,8	112	110	65	20	20	85	30	37	8,5	12	1,2	0,015	0,005
MAA 2	2	2,2	4000	24	0,70	17	0,4	0,8	145	145	80	30	30	110	35	53	9,5	12	2,2	0,05	0,017
MAA 4	4	4,4	3800	24	1,39	33	0,5	1,0	170	165	95	35	35	125	54	64	11,5	12	5	0,11	0,043
MAA 6,3	6,3	7	3600	24	1,39	33	0,5	1,0	185	180	105	40	40	130	56	67	11	13	5	0,16	0,059
MAA 10	10	11	3400	24	1,64	39	0,5	1,0	205	190	115	45	45	140	60	72	11	13	5	0,24	0,11
MAA 16	16	18	3300	24	1,66	40	0,5	1,5	255	215	125	50	50	160	85	65	16	16	1,5	0,4	0,2
MAA 25	25	28	3300	24	2,14	51	0,5	1,5	285	215	140	55	55	170	90	70	16	16	1,5	0,6	0,25
MAA 40	40	44	3300	24	2,50	60	0,6	1,5	315	215	150	60	60	187	99	76	16	16	2,5	1,1	0,5
MAA 63	63	69	3000	24	4,36	105	0,7	1,5	365	265	170	70	70	196	101	83	16	16	2,5	2,0	1,0
MAA 100	100	110	3000	110	1,00	110	0,8	1,5	420	265	190	80	80	215	110	91	16	16	2,5	3,8	2,0

Tabelul 9.68

Principalele caracteristici și dimensiuni ale cuplajelor multidisc, acționate electromagnetic [111]

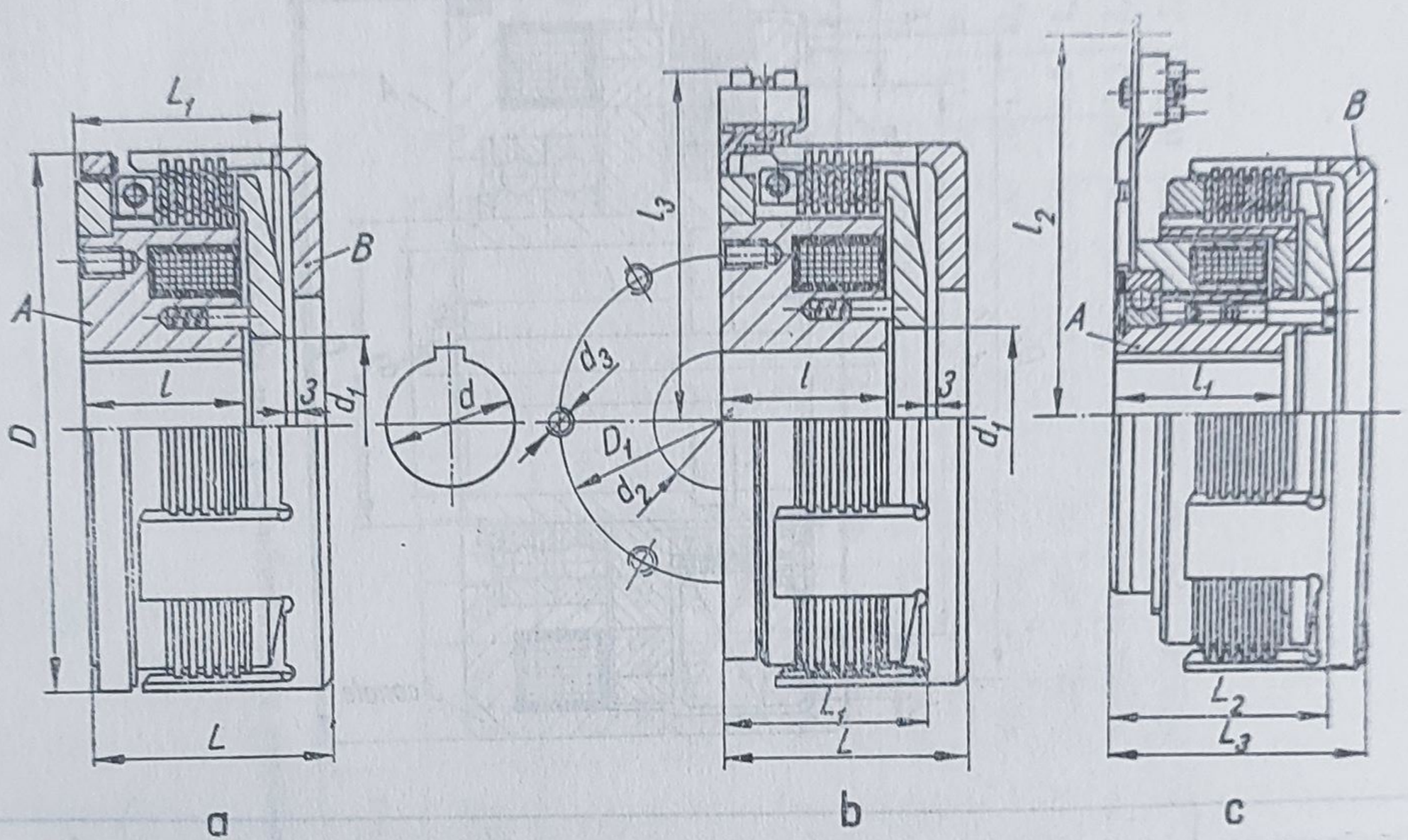


Tipodimensiunea cuplajului (oțel/oțel, uns)		ERD 2	ERD 5	ERD 10	ERD 16	ERD 25	ERD 40	ERD 63	ERD 100	ERD 160	ERD 250
Momentul, daN·m	Dinamic	2	5	10	16	25	40	63	100	160	250
	Static	3,5	8	16	25	40	63	100	160	250	400
Turația maximă, rot/min		3000	3000	3000	3000	2500	2200	2200	1750	1600	1350
Excitația la 20°C	Tensiunea, V	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
	Intensitatea, A	1,13	1,4	1,88	2,0	2,2	2,58	3,0	3,36	3,78	4,47
	Puterea, W	27	34	45	48	53	62	72	81	91	107
Dimensiunile, mm	D	100	110	132	147	162	182	202	235	270	310
	D_1	85	90	105	120	135	155	170	200	235	260
	d min	10	15	20	25	25	30	40	45	45	50
	d max	28	32	38	42	50	60	70	80	90	110
	d_1	40	45	50	55	65	75	85	100	110	140
	d_2 min	50	50	60	70	80	90	100	110	110	140
	d_2 max	70	70	90	100	110	120	140	160	200	220
	j	2×6	3×6	3×6	3×8	3×8	3×10	3×10	3×13	3×13	3×16
	k	4×M6	4×M6	6×M8	6×M8	6×M8	6×M10	6×M10	6×M12	6×M12	6×M16
	L	55	60	67	72	82	93	109	120	142	157
	l	50	55	60	65	75	85	100	110	130	145
GD^2, daN·m²	Partea A	0,0033	0,007	0,014	0,025	0,047	0,094	0,18	0,33	0,67	1,28
	Partea B	0,0026	0,005	0,013	0,017	0,033	0,056	0,093	0,17	0,27	0,67

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajelor multidisc comandate electromagnetic produse de *I.M. Cugir* [85] sînt indicate în tabelele 9.69 și 9.70.

Tabelul 9.69

Principalele caracteristici ale cuplajelor cu discuri sinterizate, produse de I.M. Cugir [85]



Mărimea cuplajului			09	11	14	16	19	24	29
M_{din}, daN·m			2	5	10	20	40	80	160
M_{st}, daN·m			2,6	6,5	13	26	52	104	208
n_{max}, rot/min		(1)	3000	2500	2050	1730	1450	1200	980
		(2)	6000	4800	3900	3200	2800	2100	1700
L_{tot}*, daN·m			500	1150	2200	3900	7500	12000	22500
Puterea de excitație, W	P20		18	26	36	48	63	88	120
	P120		13,5	19,5	27	36	47	66	90
t_c, s	Uscat		0,12	0,15	0,2	0,3	0,45	0,6	0,9
	În ulei		0,18	0,22	0,3	0,45	0,68	0,9	1,3
t_d, s	Uscat		0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,1	0,12
	În ulei		0,045	0,06	0,075	0,09	0,12	0,15	0,18
GD^2, daN·m²	Partea A	(1)	0,006	0,0145	0,037	0,086	0,179	0,468	1,27
		(2)	0,0037	0,0098	0,0245	0,059	0,126	0,328	0,91
	Partea B	(1)	0,0026	0,0067	0,0185	0,037	0,088	0,238	0,62
		(2)	0,0028	0,0071	0,0193	0,0387	0,093	0,25	0,65

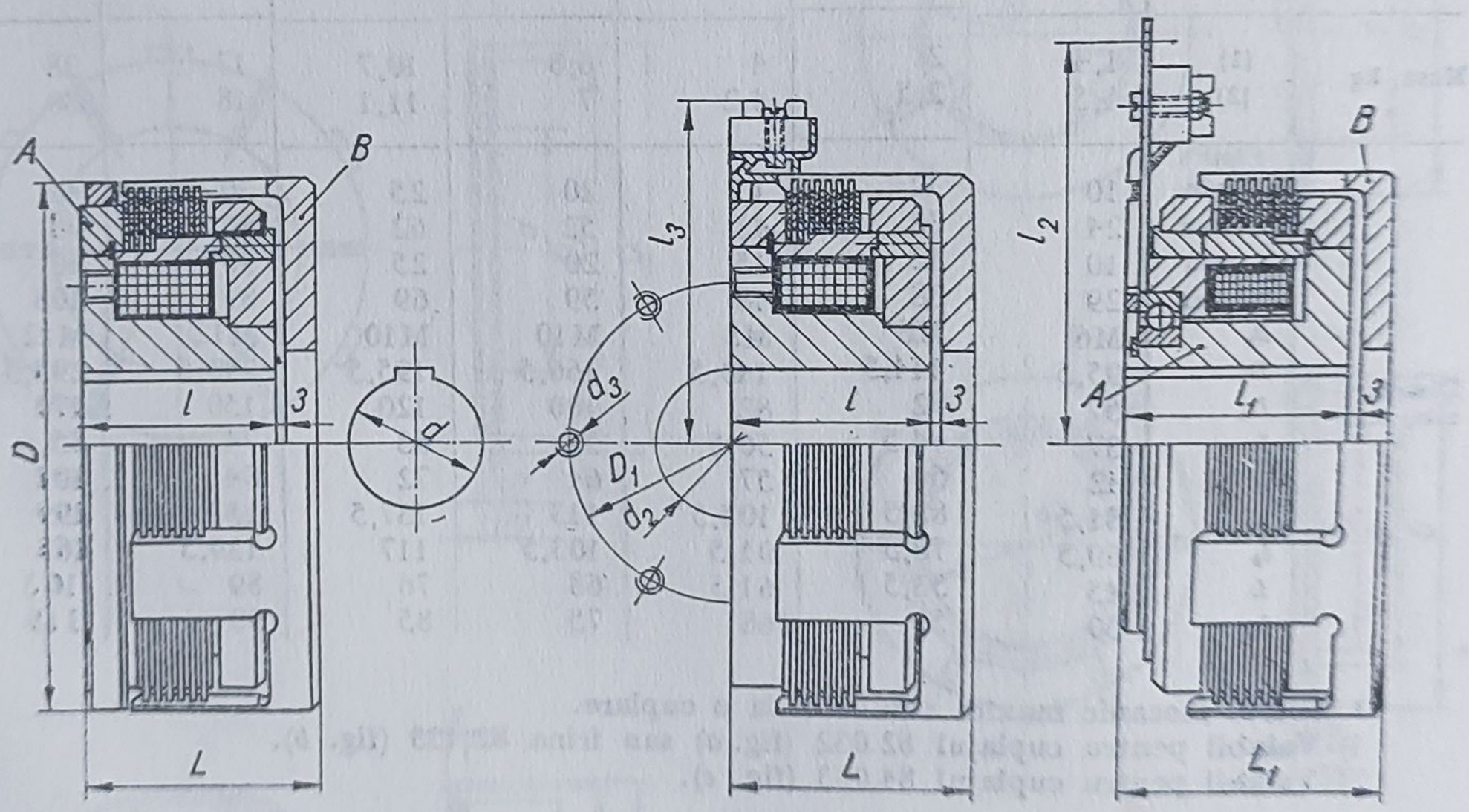
* Lucrul mecanic maxim admisibil la o cuplare.
1) Valabil pentru cuplajul 82.0.2 (fig. *a*) sau frîna 82.1.3 (fig. *b*).
2) Valabil pentru cuplajul 84.0.3 (fig. *c*).

Tabelul 9.69 (continuare)

Dimensiunile, mm	d min	10	12	15	20	25	30	40
	d max	24	32	42	52	62	80	98
	d_1	29	38	48	59	69	89	108
	d_2 min	10	12	15	20	25	30	40
	d_2 max	29	38	48	59	69	89	108
	d_3	M6	M6	M8	M10	M10	M12	M12
	D	95,5	114,5	140,5	166,5	195,5	240,5	295,5
	D_1	57	72	85	100	120	150	170
	l	31,5	37	42,5	48	52,5	60,5	72
	l_1	37	43	47	51	58	64	82
	l_3	69,5	78,5	91,5	103,5	117	139,5	163
	L	46,5	55	63,5	71	79	91	108
	L_1	38,5	46	52,5	60	66	76	90
	L_2	46	54	60	68	75	88	105
	L_4	54	63	71	79	88	103	123
	l_2	81,5	88,5	105,5	113	137,5	153	199

Tabelul 9.70

Principalele caracteristici ale cuplajelor cu discuri din oțel, produse de I.M. Cugir [85]



Mărimea cuplajului	09	11	14	16	19	24	29
M_{atn}, daN · m	2	5	10	20	40	80	160
M_{at}, daN · m	4	10	20	40	80	160	320
M_r, daN · m	0,04	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2

Tabelul 9.70 (continuare)

n_{max}, rot/min	(1)	3000	2500	2050	1730	1450	1200	980
	(2)	6000	4800	3900	3200	2800	2100	1700
L_{tel}*, daN·m	(1)	500	1150	2200	3900	7500	12000	22500
	(2)	1300	3000	5800	10000	20000	32000	60000
Puterea de excitație, W	P20	18	26	36	48	63	88	120
	P120	13,5	19,5	27	36	47	66	90
t_c, s	(1)	0,1	0,14	0,19	0,25	0,32	0,44	0,6
	(2)	0,12	0,16	0,21	0,28	0,35	0,52	0,65
t_d, s	(1)	0,05	0,07	0,1	0,13	0,17	0,28	0,46
	(2)	0,03	0,05	0,08	0,11	0,16	0,24	0,41
GD^2, daN·m²	Partea A (1)	0,006	0,0145	0,037	0,086	0,179	0,468	1,27
	(2)	0,0037	0,0098	0,0245	0,059	0,126	0,328	0,64
	Partea B	0,0026	0,0067	0,0185	0,037	0,088	0,238	0,62
		0,0028	0,0071	0,0193	0,0387	0,093	0,25	0,85
Masa, kg	(1)	1,4	2	4	6,8	10,7	17	28
	(2)	1,5	2,5	4,2	7	11,1	18	30
Dimensiunile, mm	d min	10	12	15	20	25	30	40
	d max	24	32	42	52	62	80	98
	d_1 min	10	12	15	20	25	30	40
	d_1 max	29	38	48	59	69	89	108
	d_2	M6	M6	M8	M10	M10	M12	M12
	D	95,5	114,5	140,5	166,5	195,5	240,5	295,5
	D_1	57	72	82	100	120	150	170
	l	37	44,5	50,5	57	63	74	85
	l_1	42	50	57	64	72	84	101
	l_3	81,5	88,5	105,5	113	137,5	153	199
	l_4	69,5	78,5	91,5	103,5	117	139,5	163
	L	45	53,5	61,5	68	76	89	103
	L_1	50	59	68	75	85	99	119

* Lucrul mecanic maxim admisibil la o cuplare.
1) Valabil pentru cuplajul 82.032 (fig. *a*) sau frîna 82.133 (fig. *b*).
2) Valabil pentru cuplajul 84.033 (fig. *c*).

Forma și dimensiunile diferitelor tipuri de discuri cu fricțiune — produse de firma *Stromag* [111] — utilizate la cuplajele intermitente cu fricțiune sînt prezentate în fig. 9.95 și în tabelul 9.71.

Performanțele cuplajelor cu fricțiune sînt puternic influențate de calitățile materialelor utilizate pentru suprafețele de frecare și de geometria acestora [6, 25, 38, 40, 42, 67].

Caracteristicile garniturilor sinterizate produse de *SINTEROM* [109] sînt date în tabelul A. 9—4.

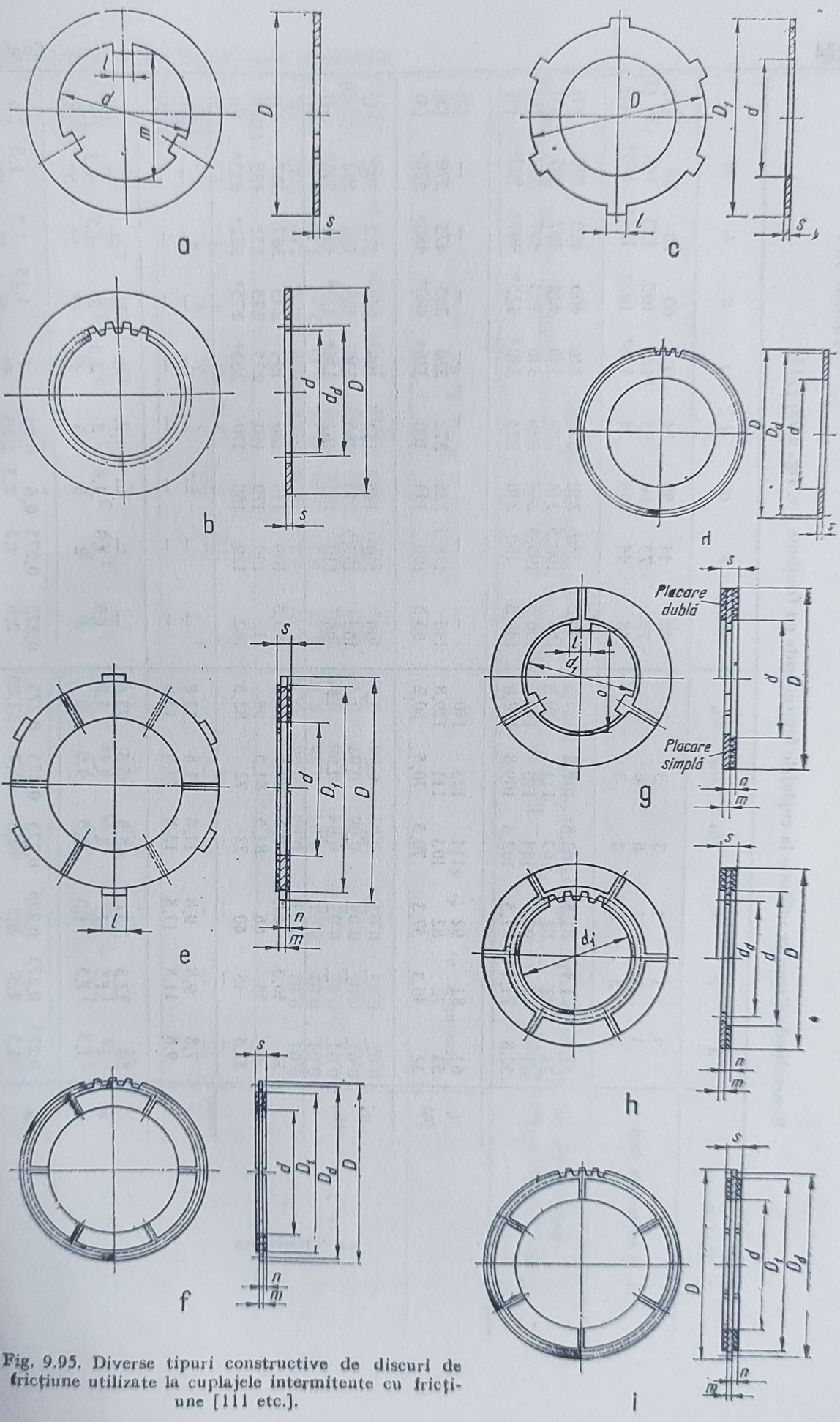


Fig. 9.95. Diverse tipuri constructive de discuri de fricțiune utilizate la cuplajele intermitente cu fricțiune [111 etc.].

Tabelul 9.71

Dimensiunile discurilor utilizate la cuplajele intermitente cu fricțiune (v. fig. 9.95) [111]

Tipul discului		A	B	C	D_{10}	D_{95}	D_{40}	E	F	G	H	J	K	L	M	
Nr. de caneluri sau dinți		3	3	3	3	3	3	48	44	58	54	60	60	78	98	(1)
		3	3	3	6	6	6	77	75	80	95	112	105	123	148	(2) (3)
		3	3	3	3	3	3	48	44	58	54	112*	105*	123*	148*	(4)
Dimensiunile, mm	D	52,8	71,4	81,5	102,8	109,8	127,8	148,5	180	230	275	326	400	480	576	(1)
		53	72	82	103	111	129,8	156	190,5	244	289	340	425	497	597	(2)
		61	81	92	114	123	140	156	190,5	244	289	340	425	497	597	(3)
		52,8	71,4	81,5	102,8	109,8	127,8	148,5	180	230	275	340*	425*	497*	597*	(4)
	D_1	61	81	92	114	123	140	—	—	—	—	—	—	—	—	(2)
	(d_1)	53	72	82	103	111	129,8	146	178,5	228	272	320	395	475	570	(3)
		32	46,3	57,3	70,5	70,5	80,2	95,5	109	144	160	326*	400*	480*	576*	(4)
	D_d	—	—	—	—	—	—	96	110	145	162	198	240	312	392	(1)
	(d_d)	—	—	—	—	—	—	154	187,5	240	285	336	420	492	592	(2)(3)
		—	—	—	—	—	—	96	110	145	162	336*	420*	492*	592*	(4)
	d	32	46,3	57,3	70,5	70,5	80,2	95,5	109	144	160	194	235	307	387	(1)
		39	55	66	81,5	81,5	94	112	130	170	190	235	275	352	435	(2)(3)
		32,5	48	60	72	72	82,5	102	120	156	170	235*	275*	352*	435*	(4)
	l	7,8	9,8	9,8	11,8	11,8	13,8	—	—	—	—	—	—	—	—	(1)(4)
		9,8	11,8	11,8	13,8	19,8	13,8	—	—	—	—	—	—	—	—	(2)(3)
	m	28	42,3	53	65,5	65,5	73,6	—	—	—	—	—	—	—	—	(1)
		1	1	1	1	1	1,3	1,3	1,3	1,8	2	2,5	3	4,5	4,5	(3)
		1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	3	3	4*	4*	5*	5*	(4)
	n	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,6	0,75	1	1,25	1,5	1,5	(3)
		1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,25	2,5	1,5	2,5	2,25	4*	4*	5*	5*	(4)

	o	28	42,3	53	65,5	65,5	73,6	—	—	—	—	—	—	—	—	(4)
	s	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	3	3	4	4	5	5	(1)(2)
		1,55	1,55	1,55	1,55	1,55	1,85	1,85	1,85	3	3,5	4,5	5,5	7,5	7,5	(3)
		4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	7	5	8	7,5	12*	12*	15*	15*	(4)
	modul	—	—	—	—	—	—	2	2,5	2,5	3	3	4	4	4	(1)(4)
		—	—	—	—	—	—	2	2,5	3	3	3	4	4	4	(2)(3)
Masa, kg		0,01	0,02	0,03	0,05	0,06	0,11	0,14	0,23	0,56	0,88	1,58	2,42	4,07	5,17	(1)
		0,01	0,02	0,02	0,04	0,05	0,10	0,12	0,21	0,50	0,79	1,33	2,37	3,51	4,69	(2)
		0,01	0,02	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,17	0,39	0,77	1,23	2,55	3,8	5,1	(3)
		0,02	0,03	0,04	0,06	0,07	0,13	0,17	0,25	0,62	1,02	—	—	—	—	(4)-I
		0,02	0,04	0,05	0,07	0,08	0,14	0,19	0,27	0,67	1,10	1,73*	3,05*	4,41*	6*	(4)-II
		Variantele *a*, *c*, *e*, *g*						Variantele *b*, *d*, *f*, *h*, *i*								

Notă: (1) — fig. 9.95, *a* și *b*; (2) — fig. 9.95, *c* și *d*; (3) — fig. 9.95, *e* și *f*; (4) — fig. 9.95, *g*, *h* și *i*. Cifrele notate cu asterisc se referă la discurile din fig. 9.95, *i*; (4) — I — placare simplă; (4) — II — placare dublă (pe ambele fețe).

9.6. Cuplaje de siguranță

Notații specifice

b — lățimea ghearei măsurate pe rază, respectiv lățimea suprafeței de frecare, la cuplajele cu fricțiune;

d_e — diametrul mediu al asamblării cu pană, caneluri etc., dintre semicuplajul mobil — în direcție axială — și arborele respectiv;

d_1 — diametrul știftului de forfecare, respectiv al corpului de blocare;

d_b — diametrul bilei;

D — diametrul exterior al cuplajului;

D_0 — diametrul de dispunere al ghearelor bilelor și al știfturilor de forfecare;

$F_{1\,arc}$, $F_{2\,arc}$ — forța de precomprimare a arcului corespunzătoare transmiterii momentului de torsiune în condiții normale de funcționare, respectiv forța arcului la sfîrșitul decuplării;

F_c — forța centrifugă la cuplajele cu corpuri de blocare radiale;

h — înălțimea activă a ghearelor; înălțimea de întrepătrundere a bilelor; înălțimea de contact a părții active a corpurilor de blocare, respectiv cursa activă a arcului, în procesul decuplării;

i — numărul suprafețelor de frecare la cuplajele multidisc;

J_1, J_2 — momentele de inerție masice, reduse la arborele părții conduse a cuplajului (inclusiv al semicuplajului conducător), respectiv al semicuplajului condus.

k_a — rigiditatea arcului;

K_{cf} — parametrul constructiv și funcțional al cuplajului;

m — masa unui corp de blocare; masa semicuplajului mobil în direcție axială; masa unui sabot la cuplajele cu fricțiune cu suprafețele cilindrice;

$M_{t\,cap}$, $M_{t\,lim}$ — momentul de torsiune capabil, respectiv momentul de torsiune limită, reglat, la cuplajele de siguranță;

$M_{t\,max}$, M_{to} — momentul de torsiune maxim care solicită sistemul, respectiv amplitudinea scontată a momentului de torsiune;

$M_{t\,max\,a}$ — momentul de torsiune maxim admis de rezistența celui mai slab element al sistemului;

z — numărul știfturilor de forfecare, a ghearelor, a bilelor, a segmentelor conice (la cuplajele de tip *Conax*), a corpurilor de blocare;

z_1 z_2 — numărul discurilor conducătoare, respectiv conduse;

W_z — modulul de rezistență, în secțiunea de încastrare a ghearelor în semicuplaj;

α — unghiul de înclinare a flancului activ al ghearelor; a flancului activ al corpurilor de blocare; unghiul de contact dintre bile; unghiul generatoarei suprafeței conice;

β — unghiul de înclinare a flancului pasiv (de cuplare) al ghearelor și al canalului din semicuplajul exterior, la cuplajele cu corpuri de blocare;

δ_1 — săgeata inițială, de montaj, a arcului;

Δ — eroarea relativă a intrării în funcțiune a cuplajului de siguranță;

ε_{cd} — parametrul de sensibilitate la decuplare, la cuplajele de siguranță;

θ — unghiul la centru, corespunzător unui sabot al cuplajelor cu fricțiune, cu suprafețe cilindrice sau combinate;

λ — coeficientul repartiției neuniforme a sarcinii între gheare, bile și corpuri, de blocare, radiale;

σ_{ak} — rezistența admisibilă la solicitarea de contact;

τ_r — efortul unitar tangențial de rupere;

φ_0, μ_0, φ, μ — unghiul de frecare și coeficientul de frecare în stare de repaus, respectiv în mișcare, între suprafețele active ale cuplajului;

φ'_0, μ'_0; φ', μ' — unghiul de frecare și coeficientul de frecare în stare de repaus, respectiv, în mișcare între semicuplajul mobil și asamblarea canelată sau cu pană a arborelui acestuia;

ω — viteza unghiulară relativă dintre cele două semicuplaje.

Cuplajele de siguranță se utilizează pentru întreruperea automată a legăturii dintre arborii cuplați — în cazul apariției unor suprasarcini în timpu funcționării — în vederea protejării elementelor lanțului cinematic respectiv.

Sensibilitatea de decuplare — caracteristică deosebit de importantă a cuplajelor de siguranță — se exprimă prin parametrul de sensibilitate la decuplare.

$$\varepsilon_{cd} = M_{t\,lim}/M_{tc}. \tag{9.204}$$

Condiția de protejare a sistemului — echipat cu cuplaj de siguranță — poate fi exprimată prin [25, 57] relația

$$M_{t\,max} = M_{t\,lim}\,(1 + \Delta) \leqslant M_{t\,max\,a}, \tag{9.205}$$

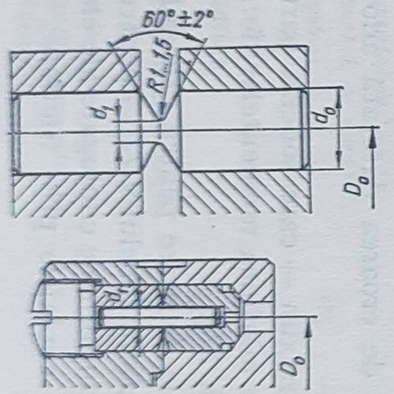
eroarea relativă Δ ținînd seama de influența momentelor de inerție ale pieselor în mișcare, precum și de eroarea datorată adoptării aproximative a coeficienților de frecare etc.

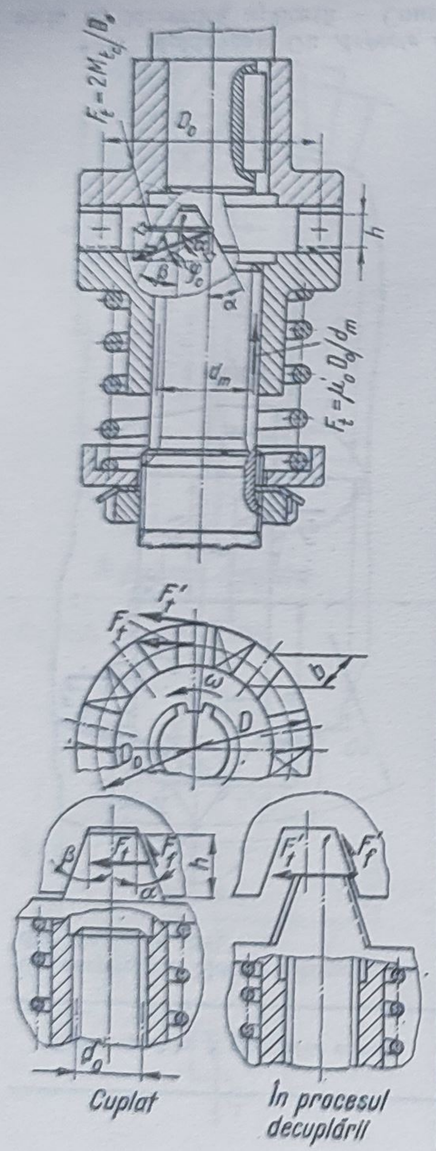
Momentul de torsiune maxim — care solicită partea antrenată a sistemului — luînd în considerare mărimea momentelor de inerție masice se poate determina din fig. A.9-1 [25, 55].

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea cuplajelor de siguranță sînt indicate în tabelul 9.72 — pentru cuplajele care transmit momentul de torsiune prin formele conjugate ale elementelor componente și în tabelul 9.73 — pentru cuplajele prin fricțiune.

Tabelul 9.72

Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul cuplajelor de siguranţă, cu transmiterea sarcinii prin formele conjugate ale elementelor componente [9, 18, 25, 56, 57, 66, 67]

Tipul cuplajului şi schema de calcul	Relaţiile de calcul	Recomandări. Rezistenţe admisibile
Cu element de rupere prin forfecare (v. fig. 9.101) 	Se dimensionează ştifturile la forfecare: $zd_1^2 = 8\,M_{t\,lim}/\pi D_0 \tau_r$ (9.206) Se determină $M_{t\,cap} = \pi D_0 z d_1^2 \tau_r/8 = M_{t\,lim}$, (9.207) cînd se cunosc dimensiunile cuplajului	$\tau_r = \gamma\sigma_r$; γ, din tabelul A.9–5 [25, 66] *Se recomandă:* $D_0 = (2{,}5 \ldots 3{,}5)\,d$; $D_0 = 1{,}5\,d + 40$ mm [67]; $L = (2 \ldots 3)\,d$; $d_0 \approx 2d_1$
Cu gheare frontale (v. fig. 9.102)	Se determină: – forţa de precomprimare a arcului $F_{1\,arc} = 2M_{tc}[\mathrm{tg}(\alpha - \varphi_0) - D_0\mu_0'/d_0]/D_0$; (9.208) – parametrul constructiv şi funcţional al cuplajului [50] $k_{cf} = \frac{D^2}{D_0} \cdot \frac{\mathrm{tg}(\alpha - \varphi_0) - \mu_0' D_0/d_0}{\mathrm{tg}(\alpha - \varphi)\sqrt{D^2 - h^2\,\mathrm{tg}^2\alpha} - \mu' D^2/d_0}$ (9.209) – săgeata iniţială, de montaj a arcului $\delta_1 = h k_{cf}/(\varepsilon_{cd} - k_{cf})$, (9.210)	*În etapa de funcţionare complet cuplat* [47]: $\varphi_0 = 8° \ldots 9°$; $\mu_0' = 0{,}15$ – funcţionare uscată; $\varphi_0 = 6°$; $\mu_0' = 0{,}1 \ldots 0{,}12$ – funcţionare cu ungere; *În procesul decuplării* [47]: $\varphi = 5° \ldots 6°$; $\mu' = 0{,}1 \ldots 0{,}12$ – funcţionare uscată; $\varphi = 3°30' \ldots 4°30'$; $\mu' = 0{,}09 \ldots 0{,}115$ – funcţionare cu ungere.



cu $F_{1\,are}$ și δ_1 se proiectează arcul cuplajului;

– momentul limită transmis de cuplaj

$$\left.\begin{aligned} M_{t\,lim} &= \varepsilon_{cd} M_{tc}, \text{ dacă } \varepsilon_{cd} > 1; \\ M_{t\,lim} &= M_{tc}, \text{ dacă } \varepsilon_{cd} \leqslant 1; \end{aligned}\right\} \qquad (9.211)$$

– momentul de torsiune capabil

$$M_{t\,cap} = \frac{k_a \delta_1 D_0}{2\,[\mathrm{tg}(\alpha - \varphi_0) - D_0 \mu_0'/d_0]} = M_{tc}, \qquad (9.212)$$

cînd se cunosc dimensiunile cuplajului.

Se verifică:

– turația maximă de funcționare a cuplajului, din condiția cuplării corecte [50]

$$n \leqslant \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\arcsin(2h\ \mathrm{tg}\ \beta \sqrt{D^2 - h^2\ \mathrm{tg}^2\ \beta}/D^2)}{\sqrt{\frac{m}{k}}\ \arccos \frac{\delta_1}{\delta_1 + h}}; \qquad (9.213)$$

– efortul unitar pe suprafețele active ale ghearelor

$$\sigma_s = 2M_{tc}/D_0 b h z \lambda \leqslant \sigma_{as}; \qquad (9.214)$$

– rezistența la încovoiere a ghearelor

$$\sigma_i = 2M_{t\,lim} h/D_0 z W_z \lambda \leqslant \sigma_{ai} \qquad (9.215)$$

Se recomandă:

$D_0 = (1{,}25...2{,}5)\, d_0$;

$D_0 \geqslant 1{,}6 d_0 + 40$ mm [67];

$\alpha = 25...60°$ (valorile minime se aleg pentru turații mici și masă mică a semicuplajului alunecător și invers);

$h = 4...8$ mm; $h = (0{,}6...1)\, b$ [67];

$\delta_1 = (5...10) h$ [25, 66];

$z = 3...9$;

$b = (0{,}1...0{,}15)\, D_0$ [67];

$L_1 = (1{,}5...2) d_0$;

$l = (0{,}25...1{,}0)\, D_0$;

$\varepsilon_{cd} = 1{,}15...1{,}25$ uzual;

$\varepsilon_{cd} \leqslant 1$, pentru decuplări precise și transmitere de momente, foarte precise;

$\beta = \alpha$, pentru transmisii reversibile;

$\beta > \alpha$, pentru transmisii ireversibile.

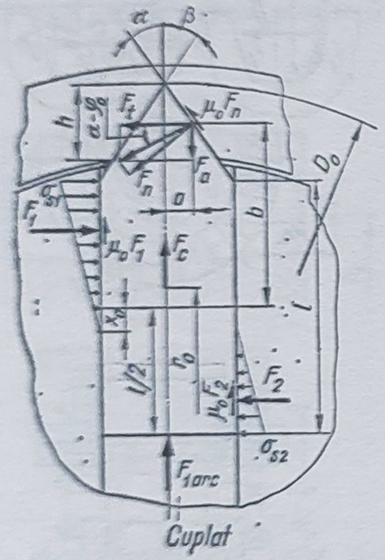
$\sigma_{as} = 200...350$ daN/cm²

Conform [56] $\sigma_{as\,max} = 400$ daN/cm²;

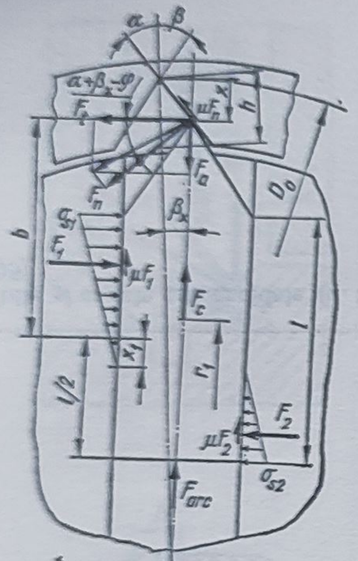
$\lambda = 0{,}3...0{,}5$ [25];

$\sigma_{ai} = \sigma_{0i}/c$; $c \geqslant 1{,}5$.

Tabelul 9.72 (continuare)

Tipul cuplajului și schema de calcul	Relațiile de calcul	Recomandări. Rezistențe admisibile
Cu corpuri de blocare dispuse radial (v.fig. 9.104)  Cuplat	*Se determină* [51]: – forța de precomprimare a unui arc $F_{1\,arc} = \frac{M_{tc}}{z(D_0 - h)\left(1 - \frac{F_c}{F_{1\,arc}}\right)}\left[2\,tg(\alpha - \varphi_0) - \mu_0 \frac{1 + (6\,e_0/l)^2}{6\,e_0/l}\right]$ (9.216) – parametrul constructiv și funcțional al cuplajului $K_{cf} = \frac{e(D_0 - 2h)}{e_0(D_0 - h)} K;$ (9.217) – săgeata inițială a arcului $\delta_1 = \frac{hK_{cf}}{(\varepsilon_{cd} - K_{cf})(1 + F_c/F_{1\,arc})},$ (9.218) cu $F_{1\,arc}$ și δ_1 se proiectează arcul corpului de blocare; – momentul limită transmis de cuplaj $M_{t\,lim} = \varepsilon_{cd} M_{tc}$, dacă $\varepsilon_{cd} > 1$; $M_{t\,lim} = M_{tc}$, dacă $\varepsilon_{cd} \leqslant 1$; (9.219) *Se verifică*: – turația maximă de funcționare, din condiția cuplării corecte * $n \leqslant \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\text{arctg}\,\frac{2h\,\text{tg}\,\beta}{D_0 - 2h}}{\sqrt{\frac{m_1}{k_a}}\arccos\left[1 - \frac{h}{(1 + F_c/F_{1\,arc})\,\delta_1 + h}\right]},$ (9.220) sau se determină din figura A.9-4;	$\varphi_0 = 8°...9°$; $\mu_0 = 0,15$, $\varphi = 5°....6°$ – funcționare uscată; $\varphi_0 = 6°...7°$; $\mu_0 = 0,1...0,12$; $\varphi = 4...5°$ – funcționare cu ungere; e_0/L, e/L –din fig. A.9–2: K, din fig. A.9–3 *Se recomandă* [18, 51]: $\alpha = 30°...60°$; $\beta > \alpha$, pentru transmisii ireversibile; $\beta = \alpha$, pentru transmisii reversibile; $d_1/l = 0,3...1,2$; $F_c/F_{1arc} = 0,05...0,2$; $h = 4...8$ mm; $h/l = 0,1...0,3$; $z = 2...16$ (max. 24); $D_0/d \leqslant 3,5...4$; $\lambda = 0,5...0,7$; Conform [51]: $x_0 = l^2/12e_0$; $x_1 = l^2/12e$; $\sigma_{as} = 150 ... 350$ daN/cm²

* V. Moldovean, Gh. *Aspecte ale cuplării cuplajelor de siguranță, cu corpuri radiale de blocare.* În Buletinul Universității din Brașov, seria A, Mecanică aplicată – Construcții de mașini, vol. XXI–A, 1979.



În procesul decuplării

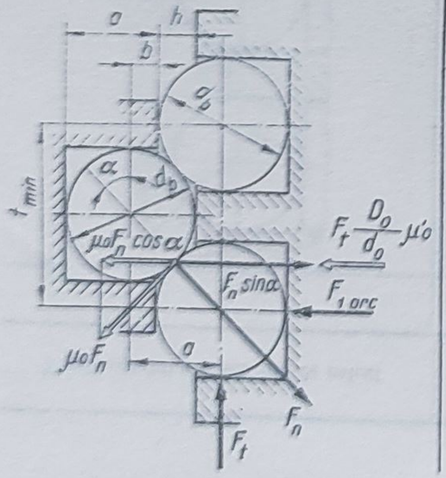
— efortul unitar de strivire pe suprafețele active ale corpului de blocare

$$\sigma_s = \frac{2M_{tc}}{(D_0 - h)\, zhd_1\lambda} \cos(\alpha-\varphi)\cos\alpha\cos\varphi \leqslant \sigma_{as}; \quad (9.221)$$

— efortul unitar de strivire din tija corpului de blocare

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{s1} &= \frac{2M_{t\,lim}}{z(D_0-2h)} \cdot \frac{6e+l}{l^2 d_1} \leqslant \sigma_{as}; \\ \sigma_{s2} &= \frac{2M_{t\,lim}}{z(D_0-2h)} \cdot \frac{6e-l}{l^2 d_1} \leqslant \sigma_{as}. \end{aligned}\right\} \quad (9.222)$$

Cu bile (v. fig. 9.106)



Se determină:

— forța de precomprimare a arcului central

$$F_{1\,arc} = \frac{2M_{t\,lim}}{D_0}\left[\operatorname{tg}\alpha - \left(\mu_0 + \mu'_0 \frac{D_0}{d_0}\right)\right]; \quad (9.223)$$

— rigiditatea arcului, din condiția ca $\varepsilon_{cd} \leqslant 1$ [56],

$$k_a = \frac{F_{1\,arc}}{d_b \cos^3\alpha\left(\operatorname{tg} - \mu_0 - \mu'_0 \frac{D_0}{d_0}\right)}; \quad (9.224)$$

cu datele cunoscute se poate dimensiona arcul cuplajului;

— forța normală în contactul dintre două bile

$$F_{n1} = \frac{F_{1\,arc} d_0 + 2\mu'_0 M_{t\,lim}}{\lambda z d_0(\sin\alpha - \mu_0\cos\alpha)}; \quad (9.225)$$

$a = d_b \sin\alpha$;

$b = d_b(\sin\alpha - 0{,}5)$;

$h = d_b(1 - \sin\alpha)$;

$t > 2\, d_b \cos\alpha$;

Se recomandă:

$\alpha = 35°...50°$;

$D_0 = (1...5)\, d_0$; $d_0 \approx d$;

$D_0 \geqslant (1{,}6...2)\, d$ [66];

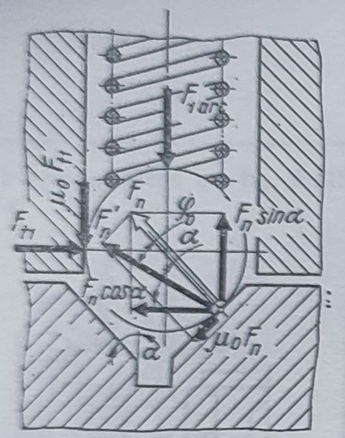
$d_b = (0{,}3...0{,}4)\, d$; $d_b = 10...32$ mm;

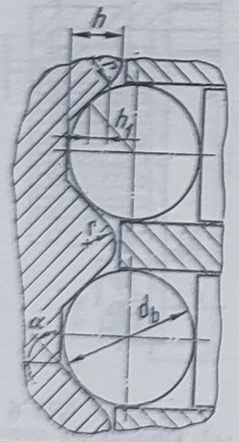
$h = (0{,}2...0{,}4)\, d_b$ [67];

$z \leqslant (1{,}75...2{,}25)\, D_0/d_b$ [67]

Tabelul 9.72 (continuare)

Tipul cuplajului şi schema de calcul	Relaţiile de calcul	Recomandări. Rezistenţe admisibile
	— momentul de torsiune capabil cînd se cunosc dimensiunile cuplajului $M_{t\,cap} = \frac{k_a\ \delta_1 D_0}{2} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha - \left(\mu_0 + \mu_0' + \frac{D_0}{d_0}\right)} \leqslant M_{t\,lim}$ (9.226) *Se verifică* — *posibilitatea de montare a bilelor* $D_0 \sin\frac{180}{z} > 2d_b \cos\alpha$; (9.227) — rezistenţa la solicitarea de contact a bilelor $\sigma_{k\,max} = 0{,}63\sqrt[3]{\frac{F_{n_1}E^2}{d_b^2}} \leqslant \sigma_{ak}$; (9.228) — forţa din arc, la sfîrşitul decuplării $F_{2\,arc} = k_a(\delta_1 + h) \leqslant (1+\zeta)\,F_{1\,arc}$. (9.229)	$\mu_0 = 0{,}08...0{,}1$; $\mu_0' = 0{,}12...0{,}15$; $\lambda = 0{,}8$; $E = 2{,}15 \cdot 10^6$ daN/cm² şi $\sigma_{ak} \leqslant 18\,000...\ 20\,000$ daN/cm²-uzual; $E = 2{,}2 \cdot 10^6$ daN/cm² şi $\sigma_{ak} \leqslant 50\,000$ daN/cm² — pentru bile din oţel aliat cu crom, conform datelor industriei de rulmenţi [25, 56]. $\zeta = h/\delta_1$; $\zeta \leqslant 0{,}2$ [56]
Cu bile şi canale trapezoidale (v. fig. 9.105)	*Se determină* [9] — forţa de precomprimare a unui arc $F_{1\,arc} = \frac{2M_{tc}}{zD_0}[(1-\mu_0^2)\ \operatorname{tg}\alpha - 2\mu_0]$; (9.230) — rigiditatea arcului $k_a \leqslant \frac{F_{1\,arc}}{h}(1-\zeta)$; (9.231) cu aceste date se proiectează arcurile cuplajului;	*Se recomandă:* $D_0 \geqslant (1{,}6...2{,}0)\ d$; $\alpha = 35°....50°$; $d_b = (0{,}3...0{,}4)\ d$; $h = (0{,}2...0{,}5)\ d_b$; $z \leqslant (1{,}75...2{,}25)\ D_0/d_b$; $r \leqslant 0{,}5\ h$;





– forța normală dintre bilă și canalul trapezoidal

$$F_{n1} = F_{1\,arc}/\lambda[(1 - \mu_0^2)\ \sin\alpha - 2\mu_0\ \cos\alpha]; \quad (9.232)$$

– momentul de torsiune capabil cînd se cunosc dimensiunile cuplajului

$$M_{t\,cap} = k_a\delta_1 D_0 z/2[(1 - \mu_0^2)\ \mathrm{tg}\,\alpha - 2\mu_0] \geqslant M_{tc} \quad (9.233)$$

Se verifică:

– posibilitatea de montare a bilelor

$$D_0 \sin\frac{180°}{z} > \frac{2h\sin\alpha + (d_b + 2r)\,(1 - \sin\alpha)}{\cos\alpha}; \quad (9.234)$$

– momentul de torsiune limită transmis de cuplaj

$$M_{t\,lim} = k_a(\delta_1 + h_1)\ D_0 z/2[(1 - \mu_0^2)\ \mathrm{tg}\,\alpha - 2\mu_0] \leqslant \varepsilon_{cd} M_{tc}; \quad (9.235)$$

– rezistența la solicitarea de contact a bilelor

$$\sigma_{k\,max} = 0{,}63\sqrt[3]{F_{n1}E^2/d_b^2} \leqslant \sigma_{ak}$$

$h_1 = h - (d_b/2 + r)\,(1 - \sin\alpha)$;

$\mu_0 = 0{,}1$ [9]; $\zeta = 1 - h/\delta_1$;

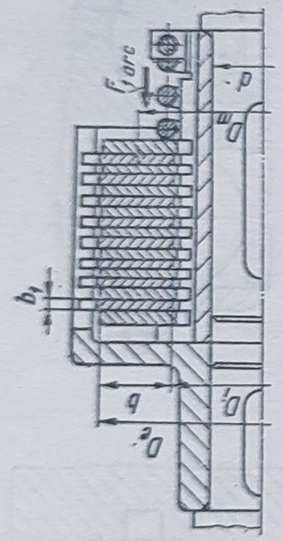
$\zeta = 0{,}8$ ...$0{,}95$ [47, 66];

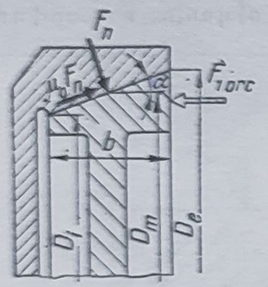
$\lambda = 0{,}8$

σ_{ak}, E – la fel ca la cuplajele de siguranță cu bile

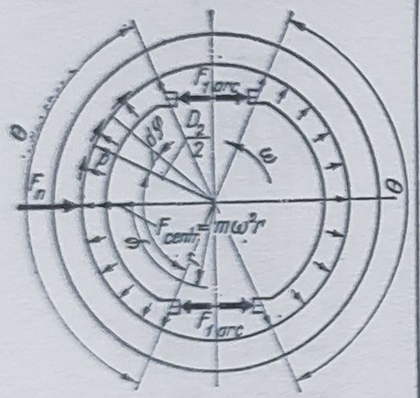
Tabelul 9.73

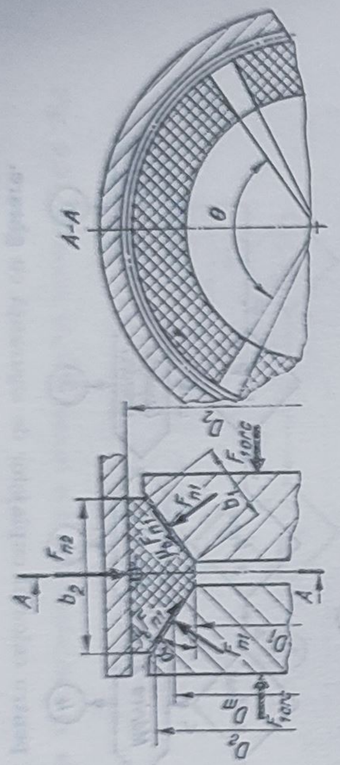
Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul cuplajelor de siguranţă cu fricţiune [1, 2, 21, 23, 56, 57, 67]

Tipul cuplajului şi schema de calcul	Relaţiile de calcul		Recomandări: Rezistenţe admisibile
Cu fricţiune cu discuri (v. fig. 9.109 – 9.115) 	În ipoteza uzurii uniforme a suprafeţelor de frecare*	În ipoteza distribuţiei uniforme a presiunii pe suprafeţele de frecare**	$D_m = (D_e + D_i)/2$; $\psi = \frac{b}{D_m} = \frac{1 - D_i/D_e}{1 + D_i/D_e}$
	Se determină		
	– dimensiunile principale ale cuplajului		
	$iD_m^3 = 2M_{t\,lim}/\pi\mu_0 p_a \Psi(1 - \Psi)$ (9.236)	$iD_m^3 = 6M_{t\,lim}/\pi\mu_0 p_a \Psi(3 + \Psi^2)$; (9.237)	
	$D_e = D_m + b$; $D_i = D_m - b$		
	– numărul de discuri: $z_2 = i/2$; $z_1 = z_2 + 1$; $z = z_1 + z_2$;		
	– forţa de precomprimare a arcului		*Se recomandă*
	$F_{1\,arc} = \frac{4M_{t\,lim}}{\mu(D_e + D_i)\,i}$; (9.238)	$F_{1\,arc} = \frac{6M_{t\,lim}}{\mu_0 i} \cdot \frac{D_m}{3D_m^2 + b^2}$, (9.239)	$D_m = (2{,}5 \ldots 4)\,d$; $D_e = (3 \ldots 5)\,d$;
	cu care se dimensionează arcul central sau arcurile periferice ale cuplajului;		$D_i/D_e = 0{,}5 \ldots 0{,}6$ (25);
			$(D_i/D_e)_{optim} = 0{,}577$ [1, 21];
	– momentul de torsiune capabil al cuplajului		$i_{max} \leqslant 6$, pentru funcţionare uscată;
	$M_{t\,cap} = \pi\mu_0 p_a D_i(D_e^2 - D_i^2)i/8 \approx \approx M_{t\,lim}$, (9.240)	$M_{t\,cap} = \pi\mu_0 p_a(D_e^3 - D_i^3)\,i/12 \approx \approx M_{t\,lim}$, (9.241)	$i_{max} \leqslant 16$, pentru funcţionare cu ungere;
	cînd se cunosc dimensiunile cuplajului.		μ_0 şi p_a, din tabelul A.9–6
	Se verifică		
	– presiunea pe discurile cuplajului		
	$p = 2F_{1\,arc}/\pi D_i(D_e - D_i) \leqslant p_a$; (9.242)	$p = 4F_{1\,arc}/\pi(D_e^2 - D_i^2) \leqslant p_a$; (9.243)	

	— rezistența canelurilor la strivire; — regimul termic, conform indicațiilor din tabelul 9.53, înlocuind M_{tc} cu $M_{t\,lim}$ și comparînd timpul admisibil de patinare t_{ap} cu timpul real de patinare (previzibil) t_{rp} [25]		
Cu fricțiune, conic (v. fig. 9.118 9.119)  	În ipoteza uzurii uniforme a suprafețelor în contact* *Se determină* — dimensiunile principale ale cuplajului $bD_m^2 = \frac{2M_{t\,lim}}{\pi\mu_0 p_a(1-\psi\sin\alpha)}$; (9.244)	În ipoteza distribuției uniforme a presiunii pe suprafețele în contact** $bD_m^2 = \frac{6M_{t\,lim}}{\pi\mu_0 p_a(3+\psi^2\sin^2\alpha)}$ (9.245)	$D_m = (D_e + D_i)/2$; $\psi = \frac{b}{D_m} = \frac{1 - D_i/D_e}{(1 + D_i/D_e)\sin\alpha}$ *Se recomandă* $\Psi = 0{,}15 \ldots 0{,}25$ [25]; $(D_i/D_e)_{optim} = 0{,}577$ [1, 2]; $\alpha > \varphi_0$ [57]; $\varphi_0 = 8° \ldots 10°$ pentru suprafețe metalice; $\varphi_0 = 12 \ldots 15°$ pentru suprafețe placate cu materiale pe bază de azbest; μ_0 și p_a din tabelul A.9 — 6
	$D_e = D_m + b\sin\alpha$; $D_i = D_m - b\sin\alpha$; — forța de precomprimare a arcului $F_{1\,arc} = \frac{4M_{t\,lim}}{\mu(D_e + D_i)}\sin\alpha(\sin\alpha + \mu_0\cos\alpha)$ (9.246) cu care se dimensionează arcul cuplajului; — momentul de torsiune capabil $M_{t\,cap} = \frac{\pi\mu_0 p_a D_i}{8\sin\alpha}(D_e^2 - D_i^2) \approx M_{t\,lim}$; (9.248) cînd se cunosc dimensiunile cuplajului.	$F_{1\,arc} = \frac{3M_{t\,lim}}{\mu_0}\frac{D_e^2 - D_i^2}{D_e^3 - D_i^3}\sin\alpha(1 + \mu_0\cos\alpha)$, (9.247) $M_{t\,cap} = \frac{\pi}{12}\frac{\mu_0 p_a}{\sin\alpha}(D_e^3 - D_i^3) \approx M_{t\,lim}$, (9.249)	
	Se verifică — presiunea pe suprafețele de contact $p = \frac{2F_{1\,arc}}{\pi D_i(D_e - D_i)\sin\alpha} \leqslant p_a$; (9.250)	$p = \frac{4F_{1\,arc}}{\pi(D_e^2 - D_i^2)} \leqslant p_a$ (9.251)	

Tabelul 9.73 (continuare)

Tipul cuplajului si schema de calcul	Relaţiile de calcul	Recomandări. Rezistenţe admisibile
Cu frictiune, cu suprafeţe cilindrice (v. fig. 9.116) 	Se determină [21]***: – dimensiunile principale ale cuplajului $$bD_2^2 = \frac{2M_{t\,lim}}{\mu_0 p_a \theta}; \quad (9.252)$$ – forţa de precomprimare a unui arc $$F_{1\,arc} = \frac{2M_{t\,lim}}{z_a \mu_0 D_2 \theta} \sin\frac{\theta}{2} - \frac{m\omega^2 r}{z_a}; \quad (9.253)$$ – momentul de torsiune capabil $$M_{tcap} = \mu_0 p_a D_2^2 b\theta/2 \approx M_{t\,lim}, \quad (9.254)$$ cînd se cunosc dimensiunile cuplajului. *Se verifică* presiunea de strivire pe suprafeţele în contact $$p = \frac{z_a F_{1\,arc} + m\omega^2 r}{D_2 b \sin\frac{\theta}{2}} \leqslant p_a \quad (9.255)$$	*Se recomandă* $\theta \leqslant 0{,}85\pi$; μ_0 şi p_a din tabelul A. 9–6, pentru cuplaje conice z_a – numărul arcurilor; $z_a = 2$, uzual
Cu frictiune, cu suprafeţe combinate, tip *Conax* (v. fig. 9.120)	În ipoteza uzurii uniforme a suprafeţelor în contact* *Se determină* – dimensiunile principale ale cuplajului*** $$b_1 D_m^2 = \frac{8M_{t\,lim}}{z\theta_1 \mu_{01} p_{a1}(1 - \Psi \sin\alpha)}; \quad (9.257)$$	În ipoteza distribuţiei uniforme a presiunii pe suprafeţele în contact** $$b_1 D_m^2 = \frac{24M_{t\,lim}}{z\theta_1 \mu_{01} p_{a1}(3 + \Psi^2 \sin^2\alpha)}; \quad (9.257)$$	$D_m = (D_e + D_i)/2$; $b_1 = (D_e - D_i)/2 \sin\alpha$; $\Psi = \frac{b_1}{D_m} = \frac{1 - D_i/D_e}{(1 + D_i/D_e)\sin\alpha}$ $\Psi = 0{,}15 \ldots 0{,}25$; $(D_i/D_e)_{opt} = 0{,}577$;



$$b_2 D_2^2 = \frac{4M_{t\,lim}}{z\theta_1 \mu_{02} p_{a2}}; \quad D_e = D_m + b_1 \sin\alpha; \; D_i = D_m - b_1 \sin\alpha;$$

$$b_2 > 2b_1 \cos\alpha; \tag{9.258}$$

– forța de precomprimare a arcului

$$F_{1\,arc_1} = \frac{2M_{t\,lim}}{\mu_{01}(D_e + D_i)} \sin\alpha (\sin\alpha + \mu_{01}\cos\alpha); \tag{9.259}$$

$$F_{1\,arc_1} = \frac{3M_{t\,lim}}{2\mu_{01}} \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_e^3 - D_i^3} \sin\alpha (1 + \mu_{01}\cos\alpha); \tag{9.260}$$

$$F_{1\,arc_2} = \frac{M_{t\,lim}}{\mu_{02} D_2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{01}), \tag{9.261}$$

alegîndu-se forța $F_{1\,arc}$ cea mai mare, cu care se dimensionează arcul central sau arcurile periferice ale cuplajului;

– momentul de torsiune capabil

$$M_{t\,cap_1} = \frac{z\theta_1 \mu_{01} p_{a1} D_i}{8 \sin\alpha} (D_e^2 - D_i^2) \approx M_{t\,lim}, \tag{9.262}$$

$$M_{t\,cap_1} = \frac{z\theta_1}{12} \cdot \frac{\mu_{01} p_{a1}}{\sin\alpha} (D_e^3 - D_i^3) \approx M_{t\,lim}; \tag{9.263}$$

$$M_{t\,cap2} = \frac{z\theta_1}{4} \mu_{02} p_{a2} D_2^2 b_2 \approx M_{t\,lim}, \tag{9.264}$$

cînd se cunosc dimensiunile cuplajului și/sau pentru stabilirea suprafețelor de frecare pe care are loc patinarea, în cazul apariției suprasarcinilor.

Se verifică

– presiunea pe suprafețele active

$$p_1 = \frac{4F_{1\,arc}}{z\theta_1 D_i (D_e - D_i) \sin\alpha} \leqslant p_{a1}; \tag{9.265}$$

$$p_1 = \frac{8F_{1\,arc}}{z\theta_1 (D_e^2 - D_i^2)} \leqslant p_{a1}; \tag{9.266}$$

$$p_2 = \frac{4F_{1\,arc}}{z\theta_1 D_2 b_2 \operatorname{tg}\alpha} \leqslant p_{a2}. \tag{9.267}$$

$D_2 > D_e$;

$z\theta_1 \approx 2\pi$;

Se recomandă

$D_m = (6 \ldots 10)\, d$;

$b_1/D_m = 0{,}08 \ldots 0{,}15$;

$\alpha = 10° \ldots 20°$; $\alpha > \varphi_{01}$

* Se recomandă utilizarea acestor relații la cuplajele ale căror garnituri de fricțiune sînt *montate rigid* deoarece, în timpul exploatării acestora, distribuția presiunii se modifică conform condițiilor uzurii uniforme [1, 2, 21].

* Ipoteza distribuției uniforme a presiunii se recomandă a se utiliza la cuplajele cu garnituri *montate elastic*, cum sînt discurile de la ambreiajele auto, discurile *sinus* etc. [1, 2, 21]

*** La cuplajele cu suprafețe cilindrice, uzura este uniformă pe întreaga lățime a suprafețelor în contact, în același timp, distribuția presunii fiind uniformă [1].

Schemele logice de calcul — pentru cîteva tipuri de cuplaje de siguranţă — sînt prezentate în fig. 9.96 — 9.100.

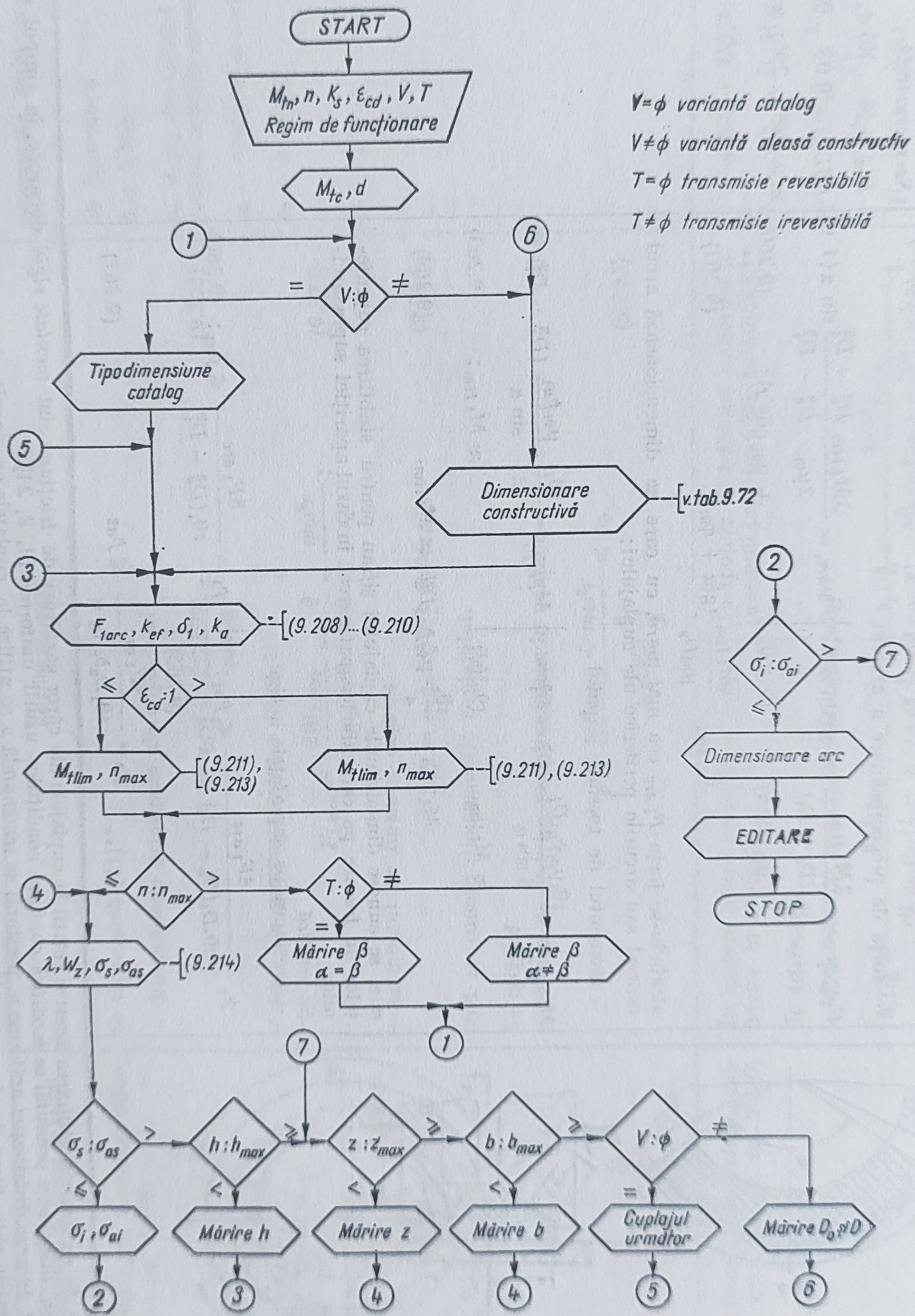


Fig. 9.96. Schemă logică pentru calculul cuplajelor de siguranţă cu gheare.

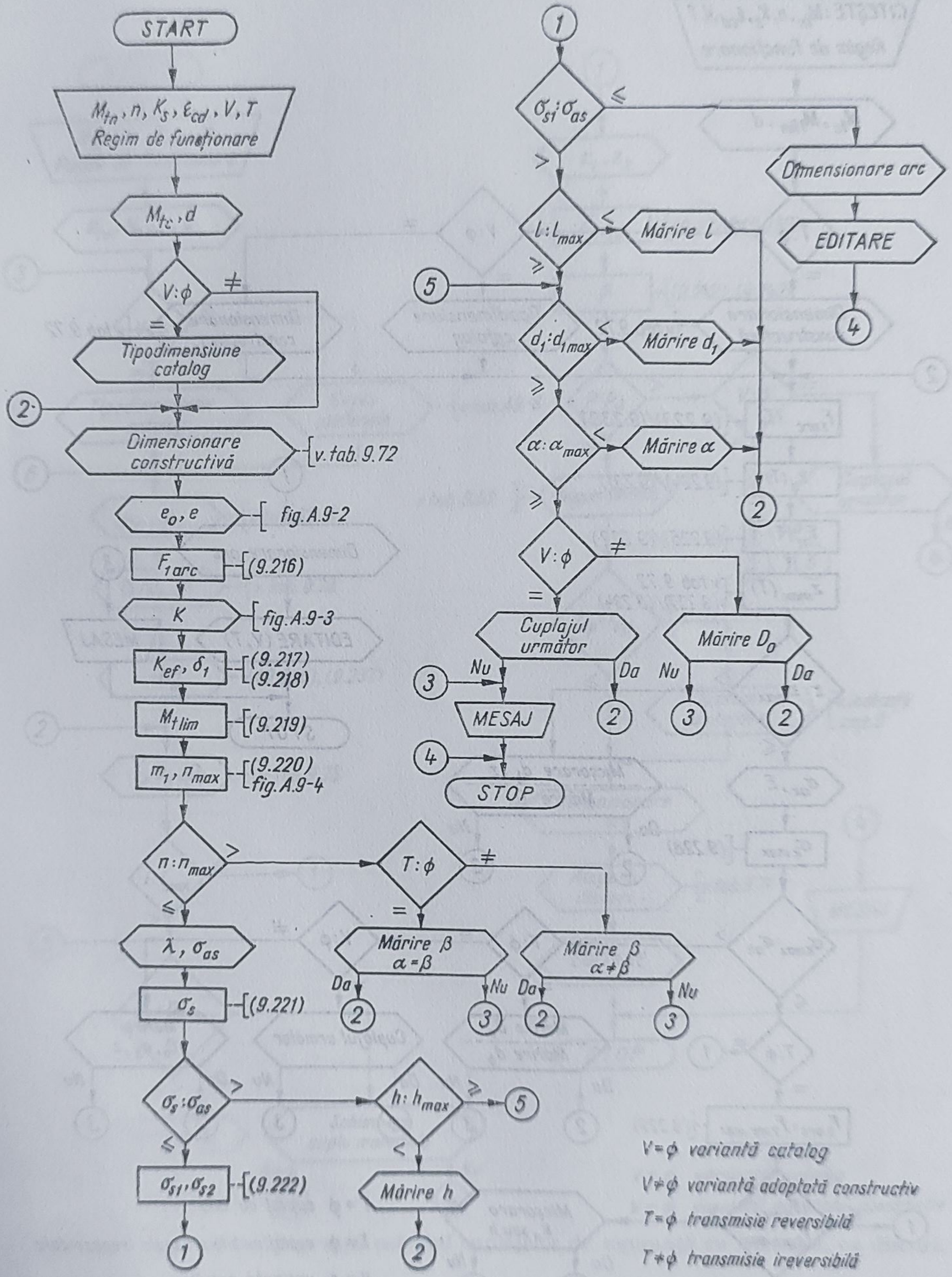


Fig. 9.97. Schemă logică pentru calculul cuplajelor de siguranță cu corpuri de blocare.

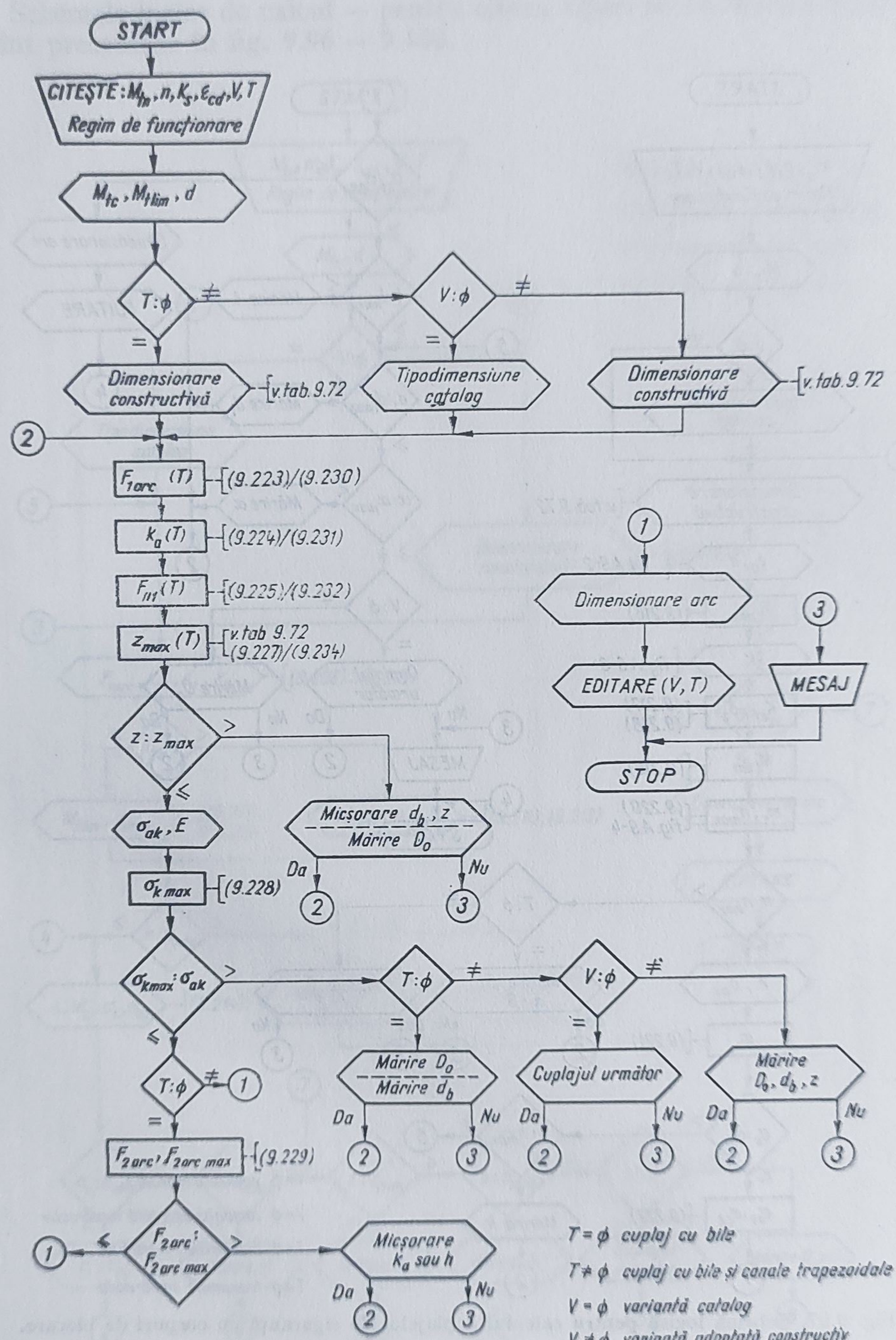
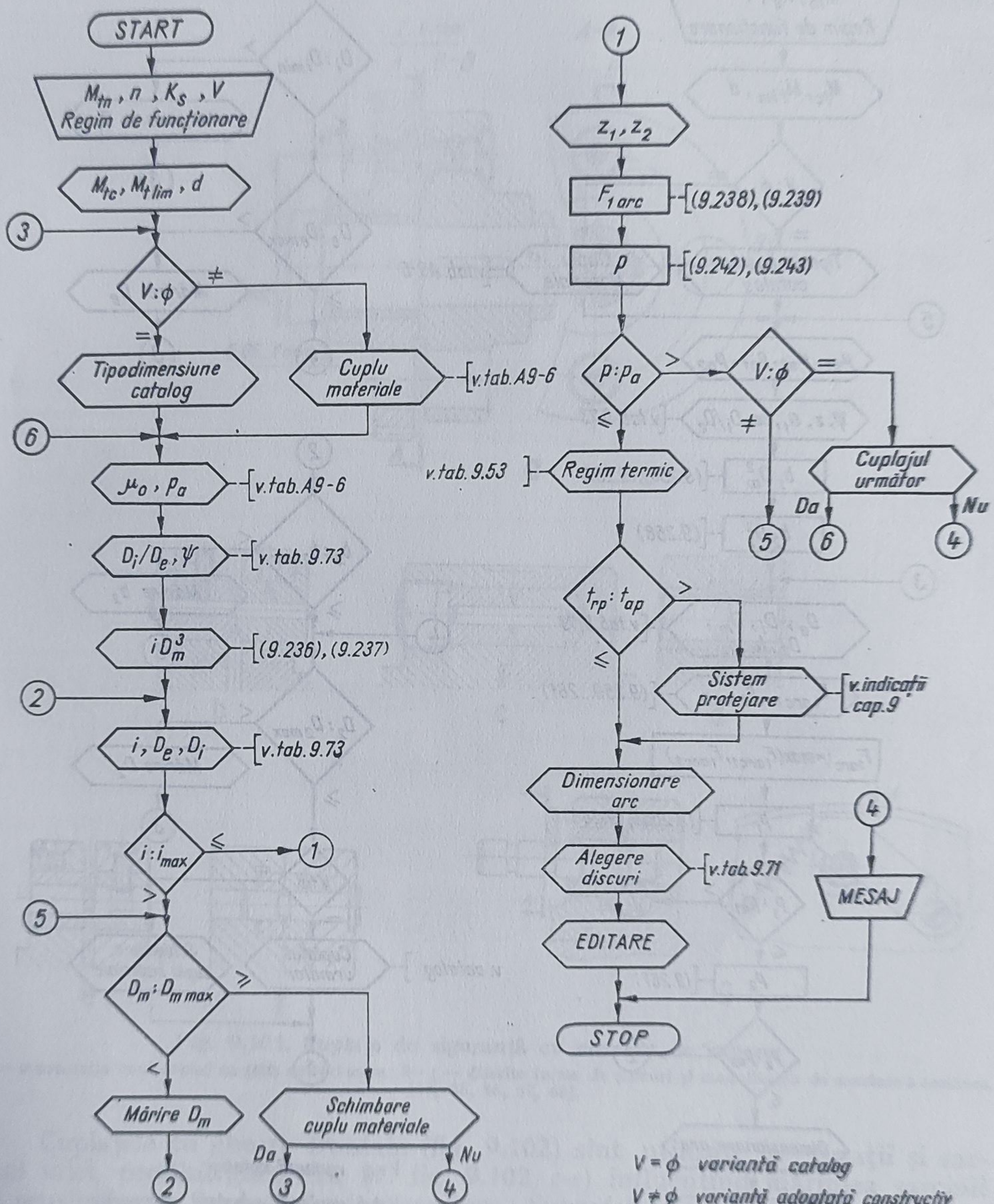


Fig. 9.98. Schemă logică pentru calculul cuplajelor de siguranţă cu bile.



$V = \phi$ variantă catalog

$V \neq \phi$ variantă adoptată constructiv

Fig. 9.99. Schemă logică pentru calculul cuplajelor de siguranță cu fricțiune, cu discuri.

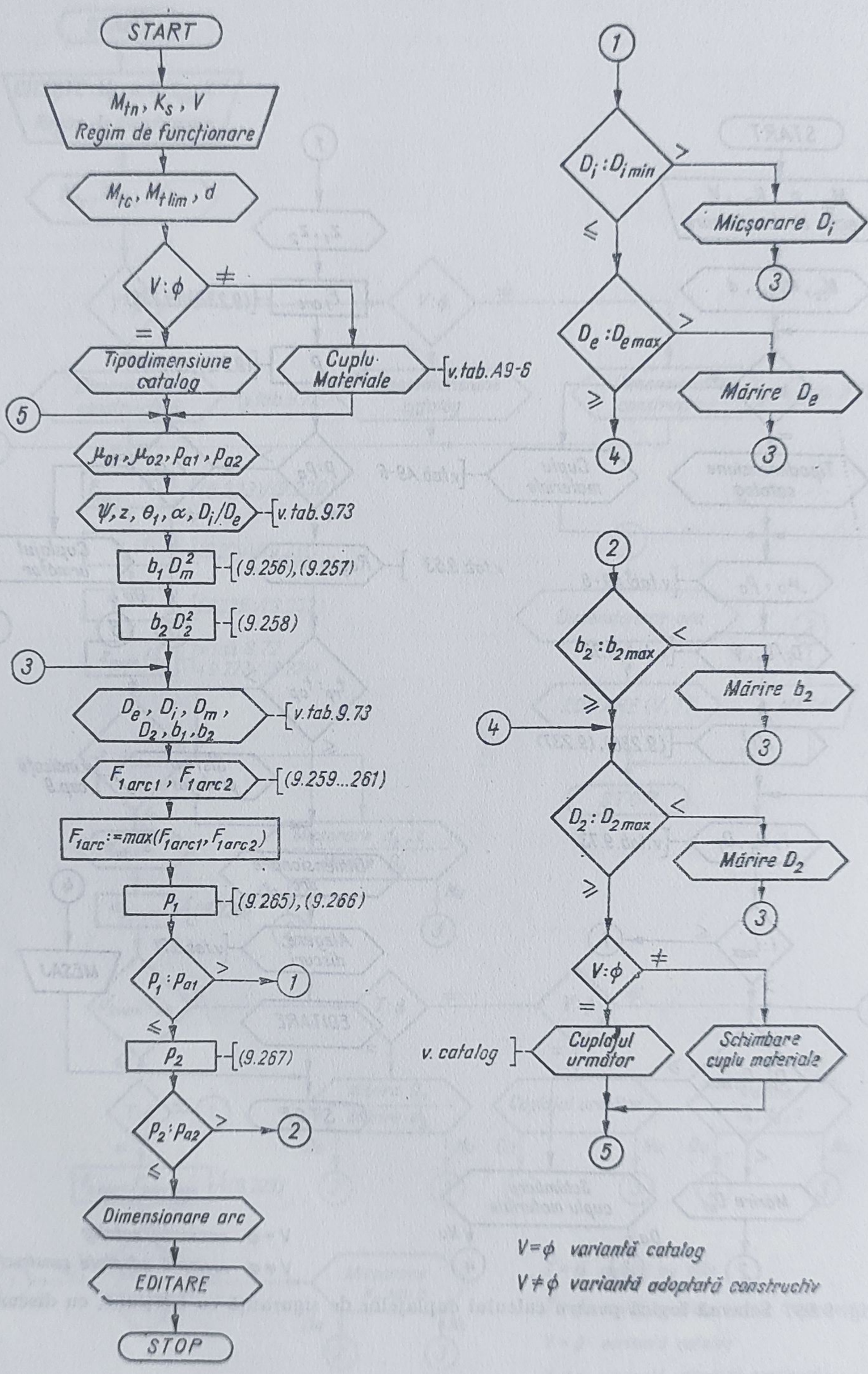


Fig. 9.100. Schemă logică pentru calculul cuplajelor de siguranță de tip *Conax*.

Sensibilitatea la decuplare a cuplajelor de siguranță, cu element de rupere (fig. 9.101) se micșorează prin mărirea numărului de știfturi și ca urmare a obosirii — în timp — a materialului știfturilor, datorită solicitărilor variabile.

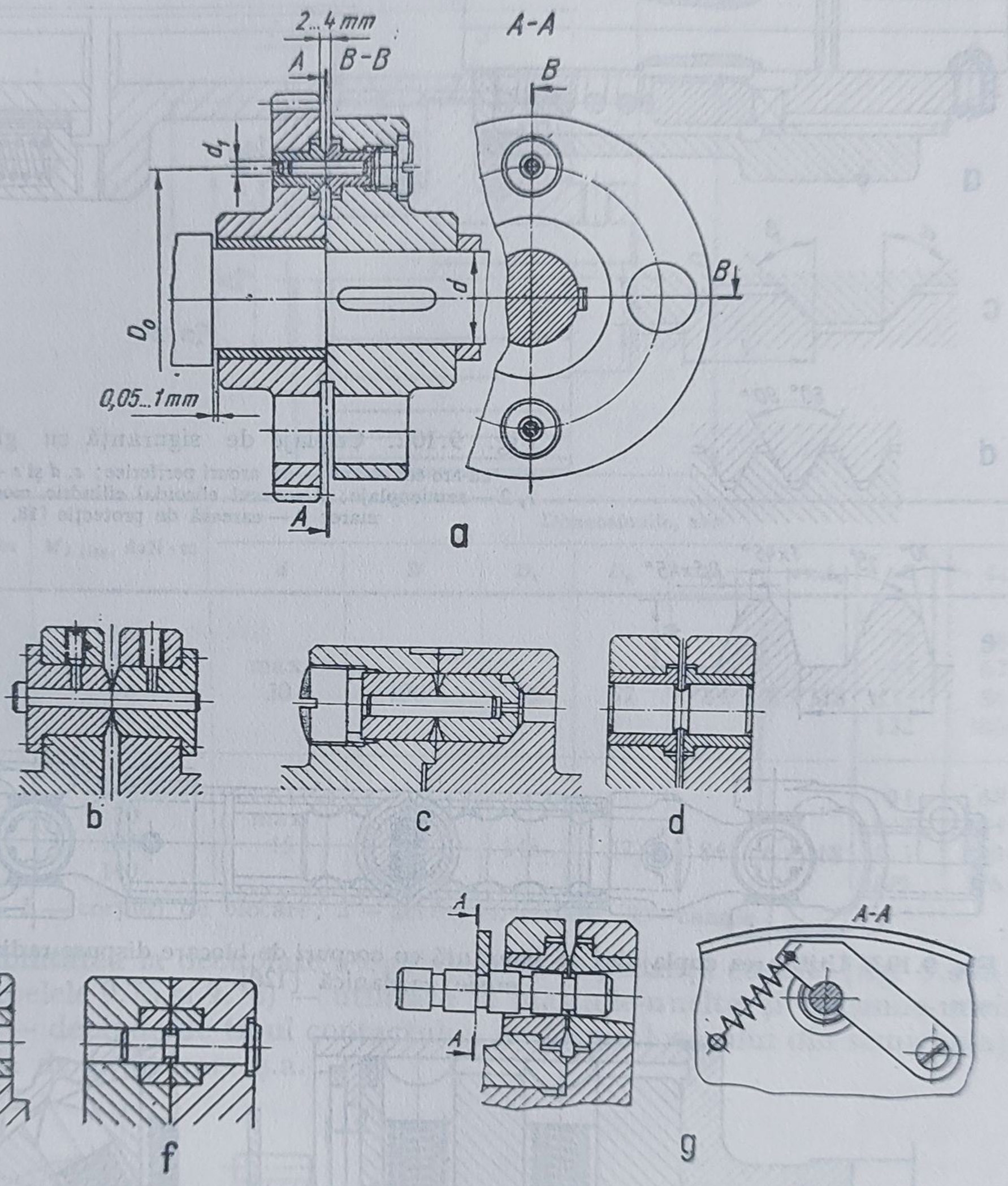


Fig. 9.101. Cuplaje de siguranță cu element de rupere:
a — construcția unui cuplaj cu știft de forfecare; *b—g* — diferite forme de știfturi și modalitatea de montare a acestora [18, 25, 56, 57, 68].

Cuplajele cu gheare frontale (fig. 9.102) sînt utilizate la turații și sarcini mici, profilul ghearelor (v. fig. 9.102, *c-e*) influențînd mărimea sarcinii și sensibilitatea la decuplare a acestora. Suprafețele active ale ghearelor se supun tratamentului termic de cementare și călire, la $HRC = 57 \ldots 60$ [25].

Cuplajele cu corpuri de blocare, dispuse radial (fig. 9.103, 9.104 și tabelul 9.74) — utilizate la mașinile agricole și utilajele de construcții — transmit momente mari de torsiune, la dimensiuni reduse de gabarit.

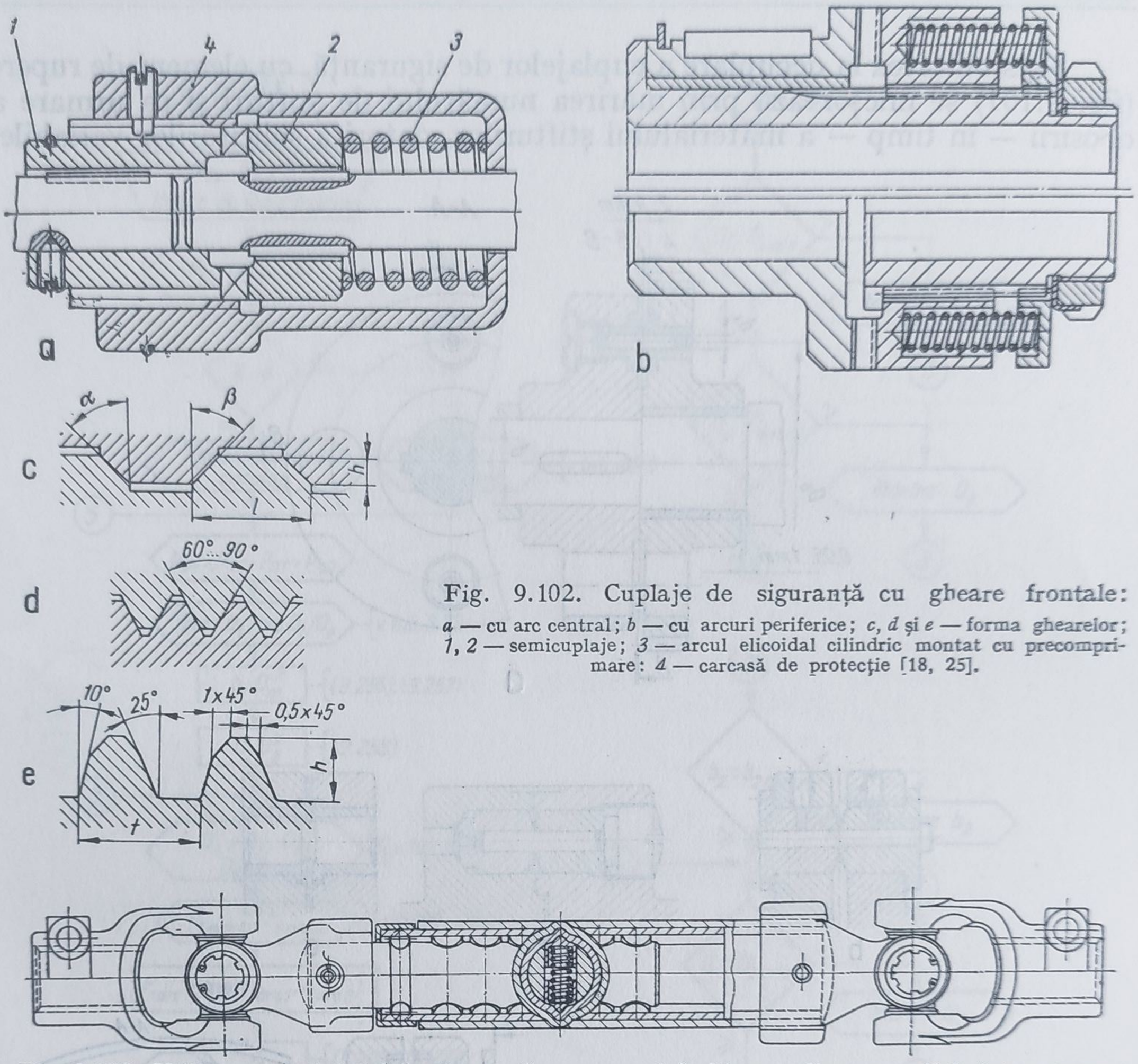


Fig. 9.102. Cuplaje de siguranță cu gheare frontale: *a* — cu arc central; *b* — cu arcuri periferice; *c*, *d* și *e* — forma ghearelor; *1*, *2* — semicuplaje; *3* — arcul elicoidal cilindric montat cu precomprimare: *4* — carcasă de protecție [18, 25].

Fig. 9.103. Utilizarea cuplajului de siguranță cu corpuri de blocare dispuse radial, într-o transmisie cardanică [120].

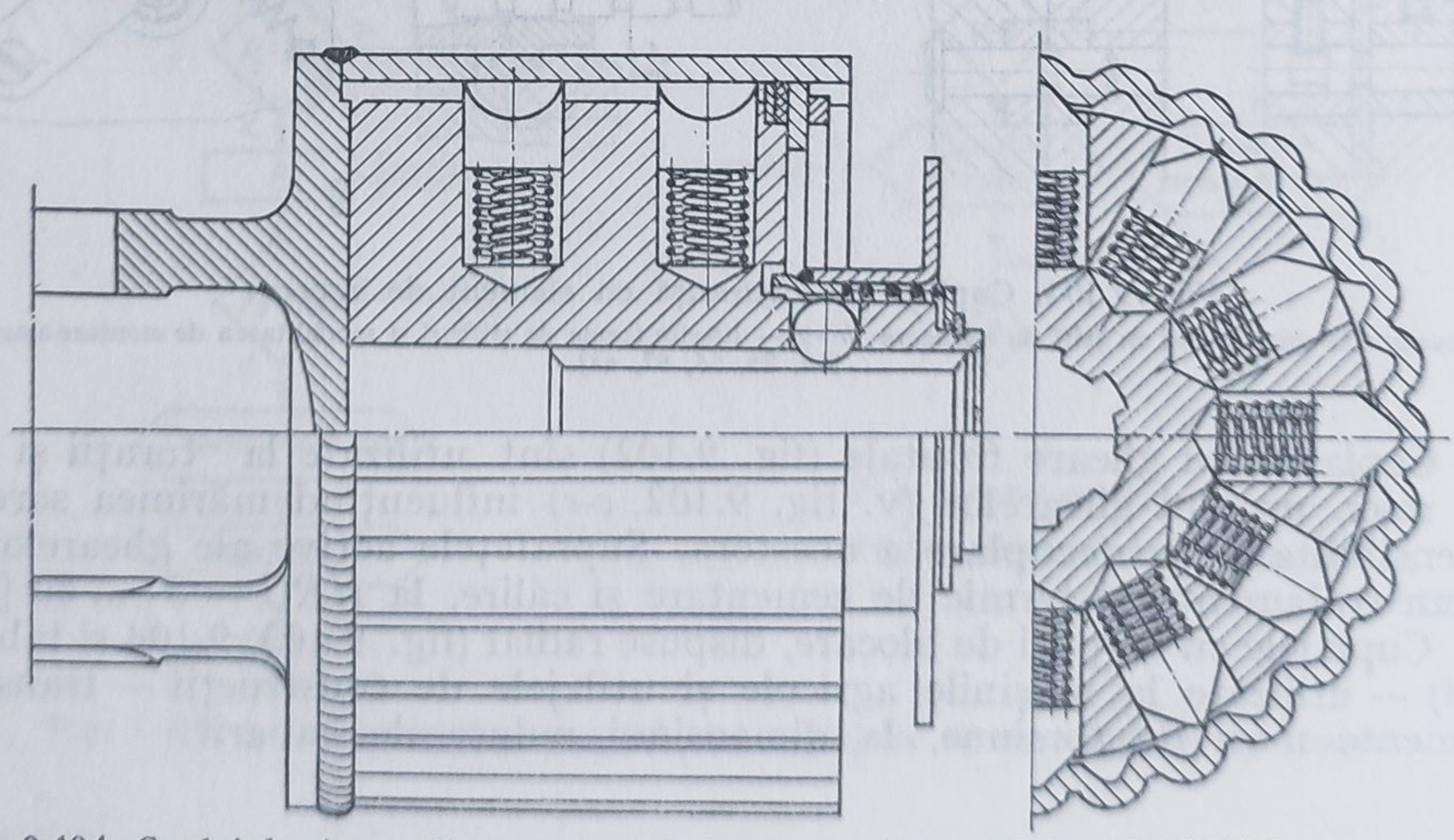
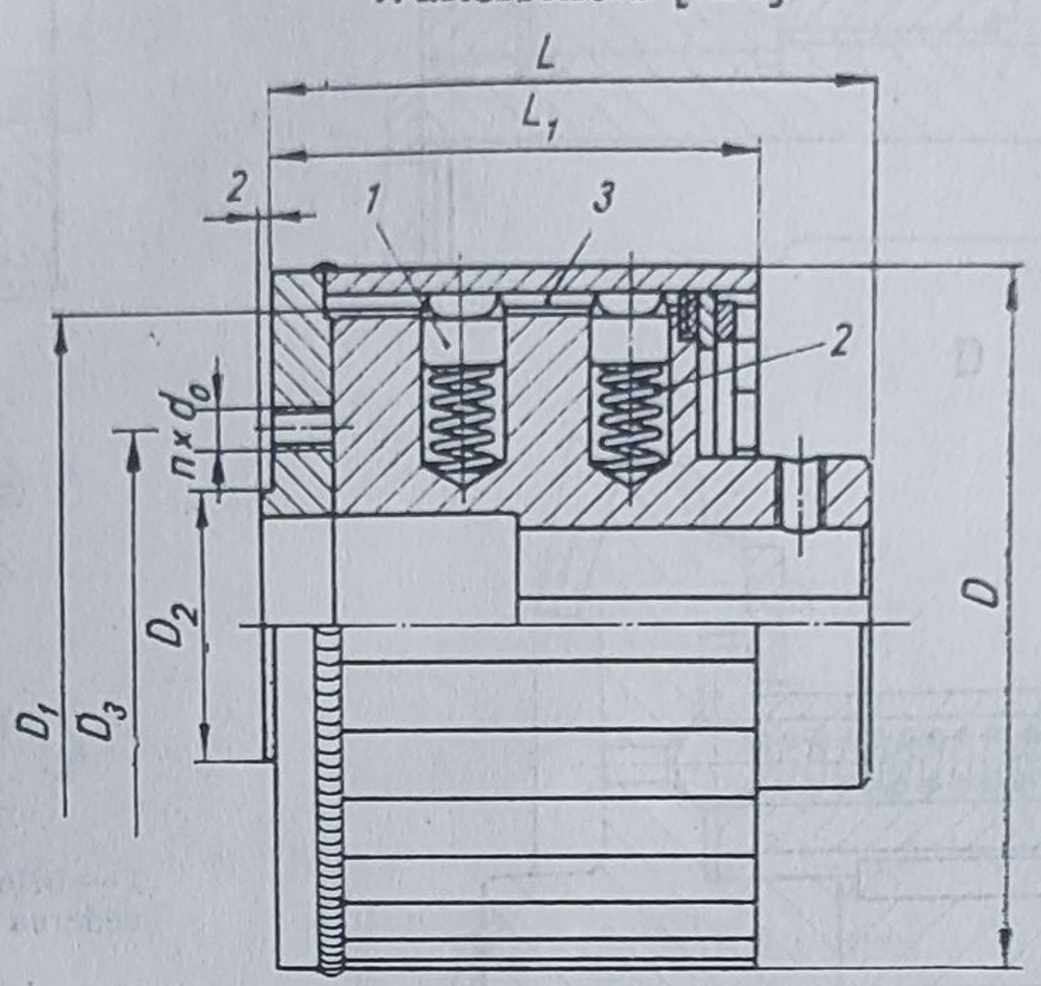


Fig. 9.104. Cuplaj de siguranță cu corpuri de blocare — de tip *Walterscheid* [120] — cu transmiterea continuă a momentului de torsiune; se utilizează, cu precădere, la mașini agricole.

Tabelul 9.74

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajelor de siguranță, cu corpuri de blocare, tip Walterscheid [120]



Tipodimensiunea	$M_{t\,lim}$, daN·m	Dimensiunile, mm							
		d	D	D_1	D_2	D_3	$n \times d_0$	L	L_1
K 31	26	max 30	100	96	57	84	6×M8	75	48
K 32	52							94	67
K 33	78							113	86
K 34	104							132	105
K 81	21—35	max 45	148	148	57	84	6×M8	91	68
K 82	70							127	104
K 83	105							163	140
K 84	140							199	176

Notă. *1* — corpuri de blocare; *2* — arcuri elicoidale; *3* — canale

Sensibilitatea la decuplare a cuplajelor de siguranță cu bile (fig. 9.105—9.108 și tabelele 9.75 și 9.76) — utilizate la mașinile-unelte și mașinile-unelte automate — depinde de tipul contactului, de forma locașului din semicuplaje, de precizia de prelucrare ș.a.

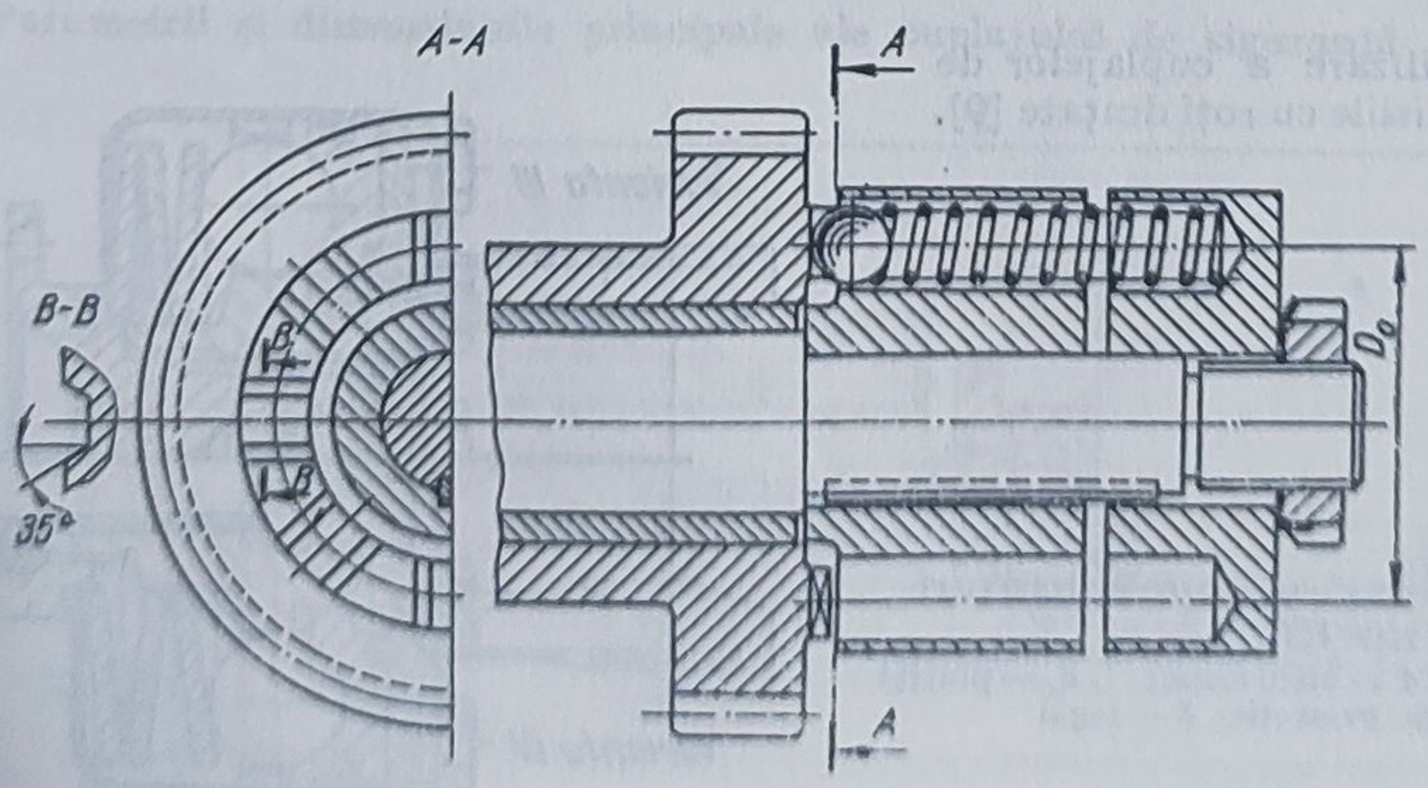
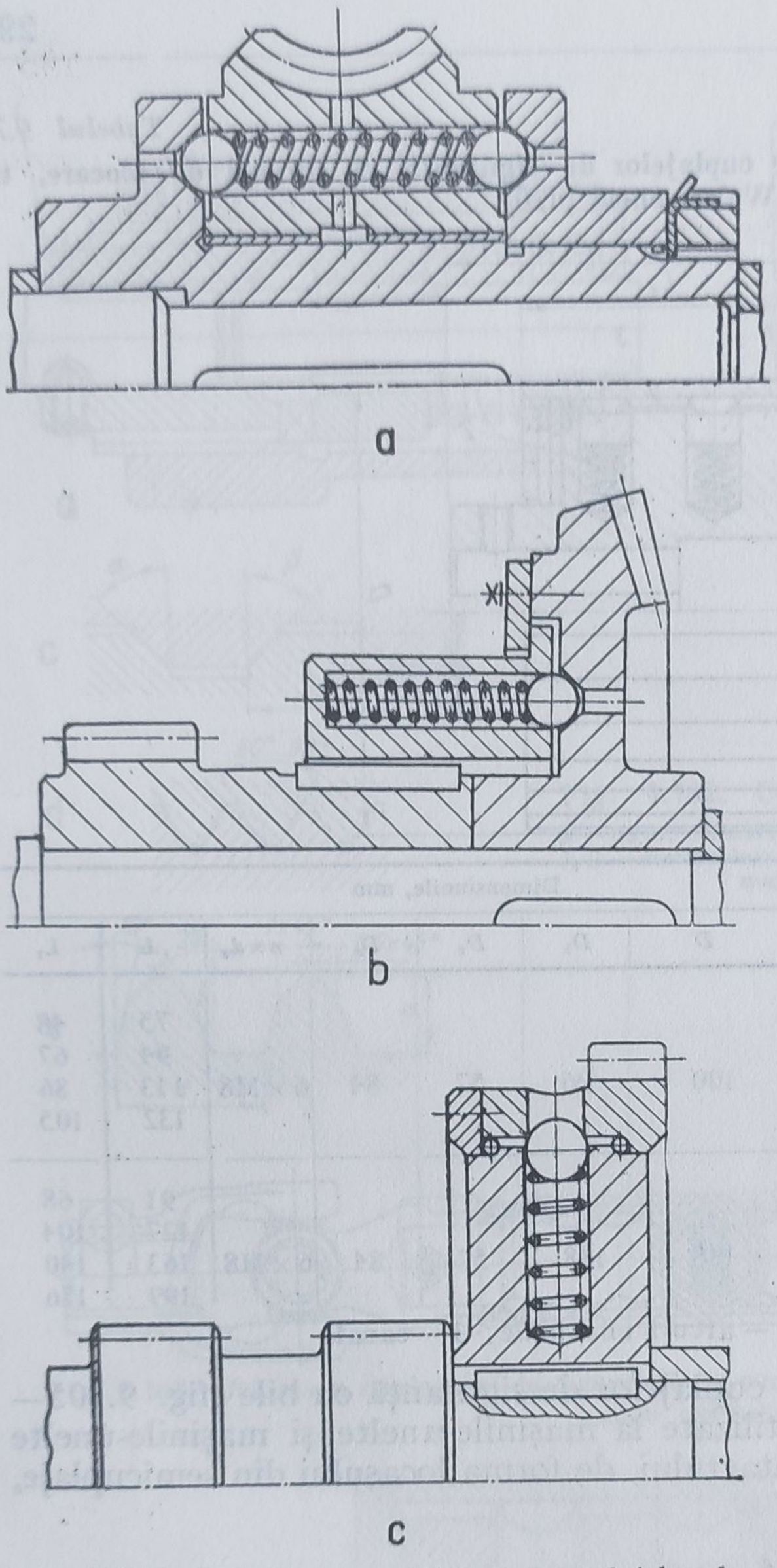


Fig. 9.105. Cuplaj de siguranță cu bile și canale trapezoidale, utilizat în construcția de mașini-unelte [25, 56, 62].

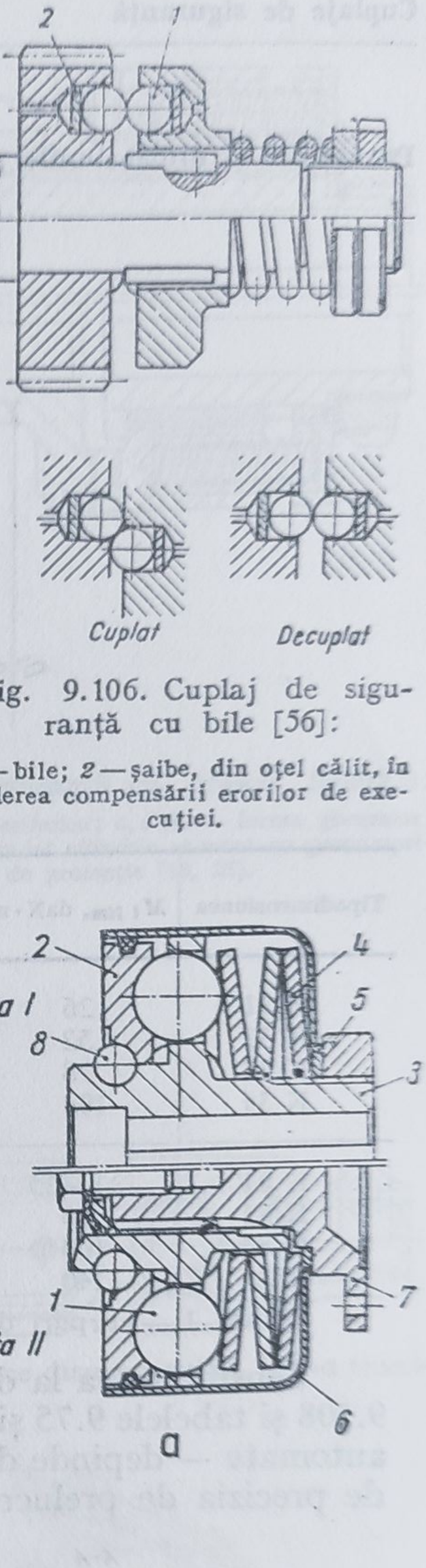


a

b

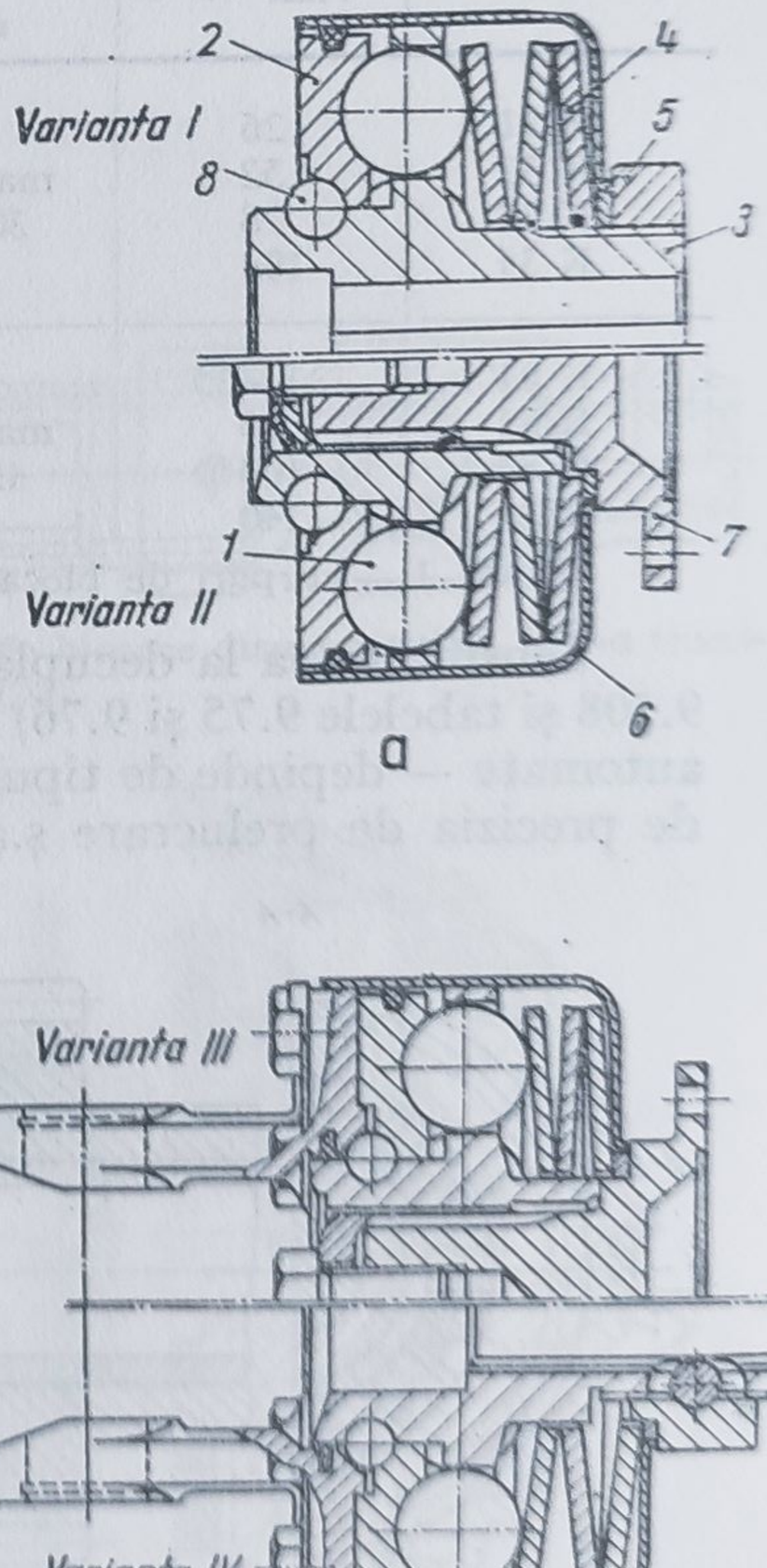
c

Fig. 9.107. Exemple de utilizare a cuplajelor de siguranță cu bile în transmisiile cu roți dințate [9].

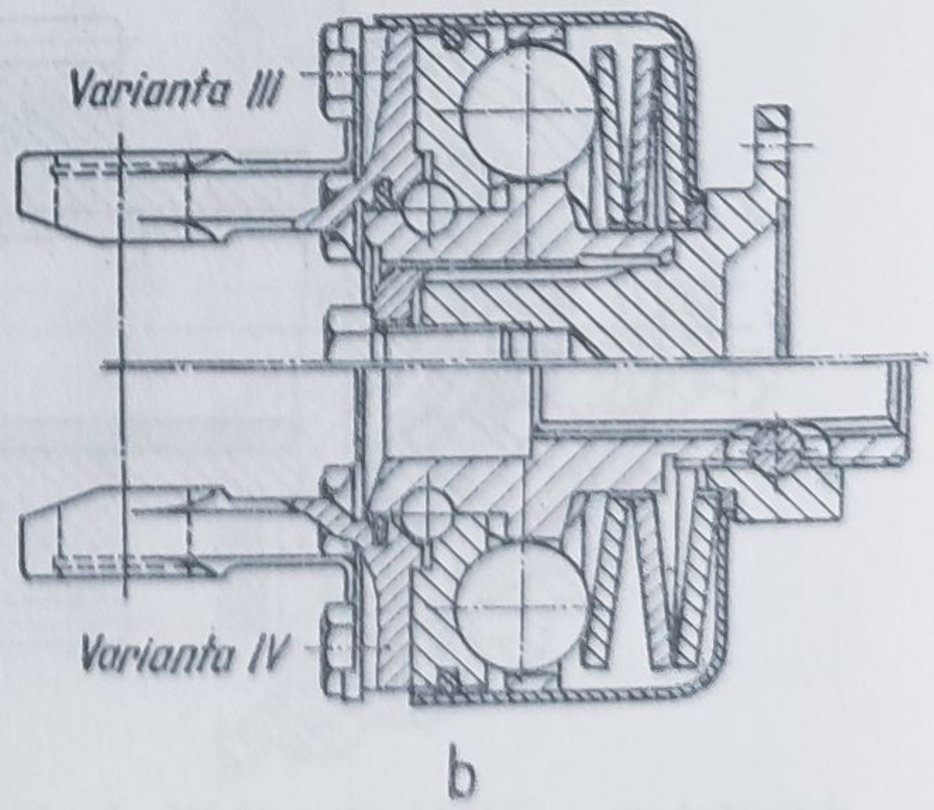


ig. 9.106. Cuplaj de siguranță cu bile [56]:

1 — bile; *2* — șaibe, din oțel călit, în vederea compensării erorilor de execuției.



a



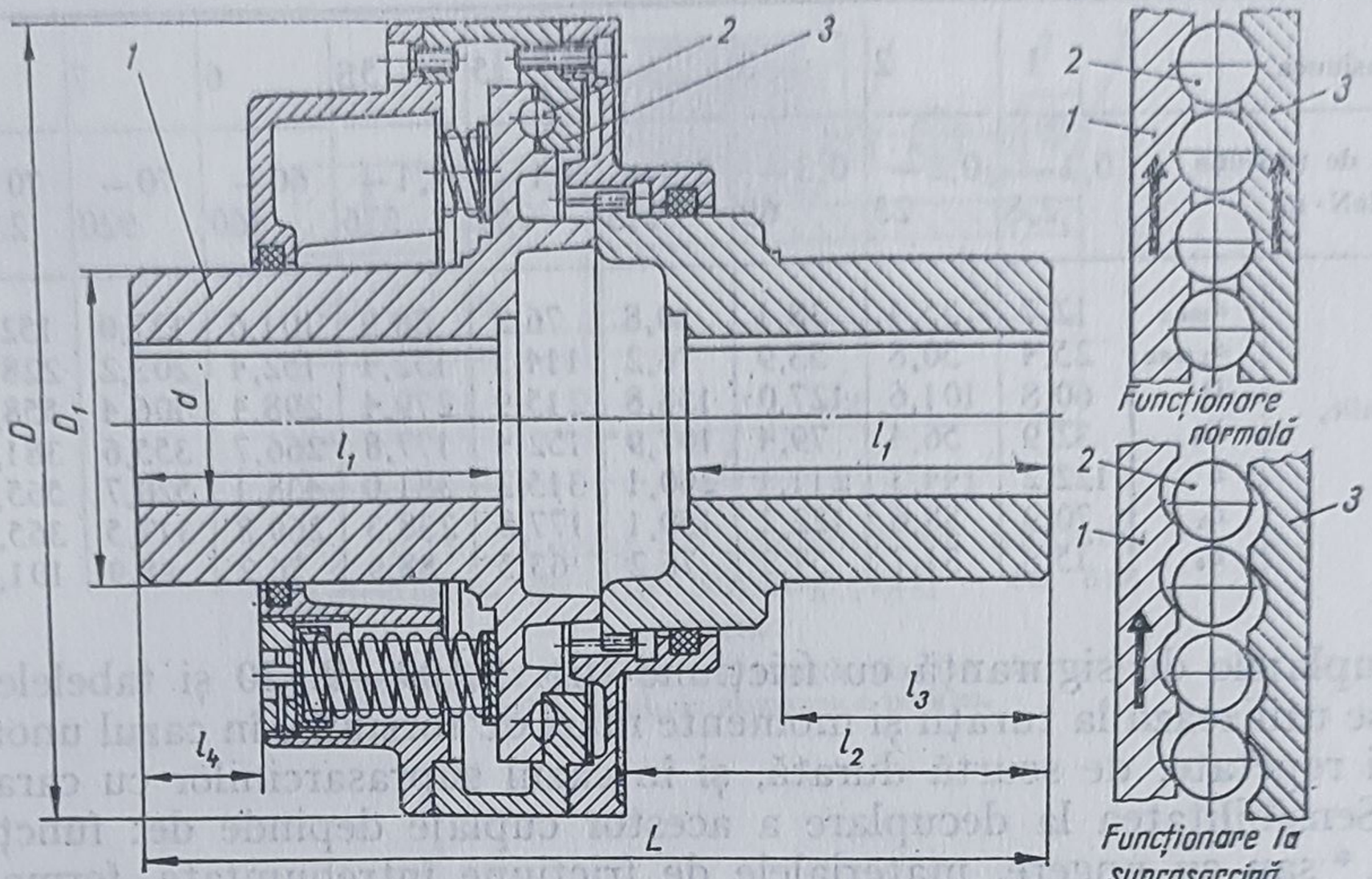
b

Fig. 9.108. Cuplaje de siguranță cu bile și locașuri sferice, de tip 120]:

1 — bile; *2, 3, 7,* — semicuplaje; *4* — arcuri-disc; *5,* — piuliță de reglare; *6* — carcasă de protecție; *8* — lagăr

Tabelul 9.75

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajelor de siguranță cu bile, tip MAXI [82

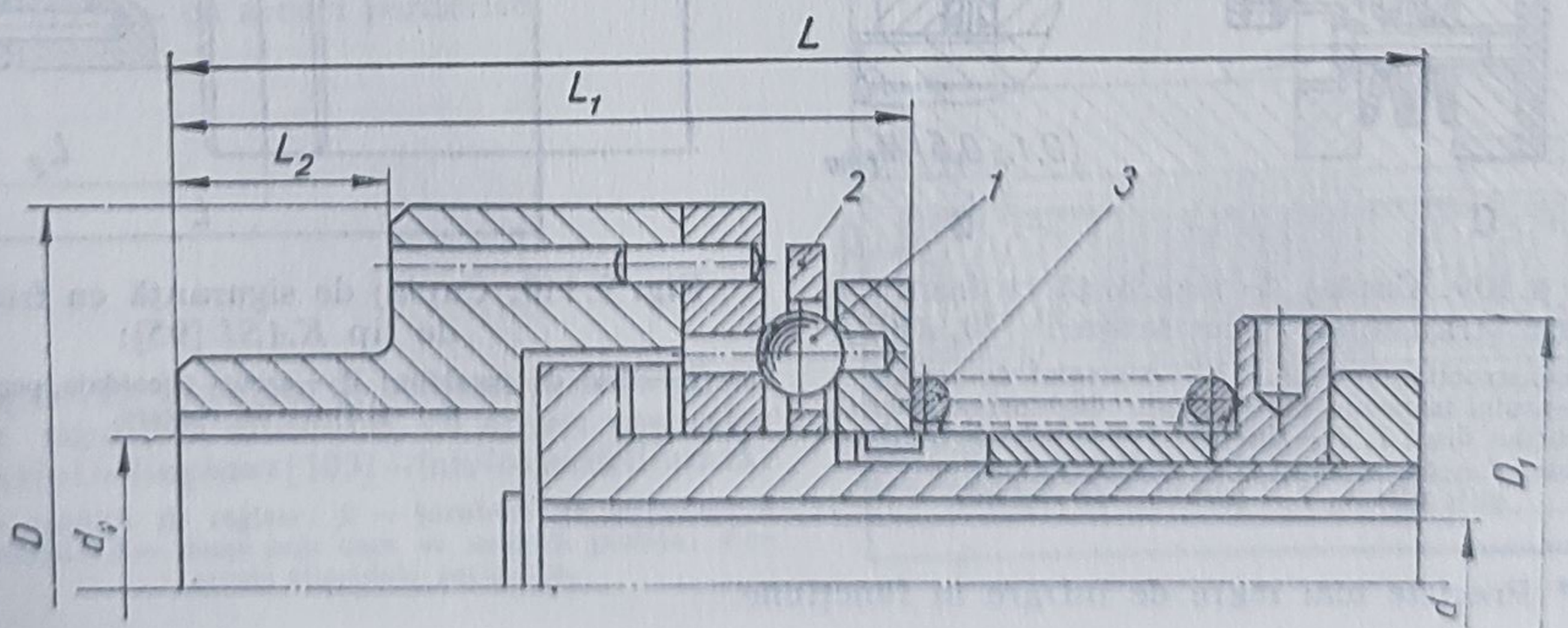


Tipodimensiunea	$M_{t\,lim}$, daN·m			n_{max}, rot/min	Dimensiunile, mm									GD^2, kg·m²
	Reglat inițial	min	max		d min	d max	D	D_1	L	l_1	l_2	l_3	l_4	
MAXI-21	0,75	0,37	1,15	1000	16	28	93	55	150	60	41	28	0—15	0,02
MAXI-22	1,5	0,8	2,3	1000	16	28	93	55	150	60	41	28	0—15	0,02
MAXI-23	4,5	2,3	6,8	1000	14	30	115	45	150,1	50	56,1	28	21	0,03
MAXI-24	9	4,5	13,5	800	18	35	138	50	160,1	60	66,1	38	20	0,04
MAXI-25	18	9	27	800	19	36	161	55	182	60	87	55	20	0,07
MAXI-26	37,5	19	56	750	28	45	190	70	193,5	74	79	55	26,5	0,14
MAXI-27	75	38	113	600	30	63	220	90	262,6	104	120,3	78	35,3	0,37
MAXI-28	150	75	225	500	40	70	307	105	315,9	104	138,9	85	30	1,73
MAXI-29	300	150	450	400	48	90	366	130	399,8	134	192,5	125	35,3	3,8
MAXI-30	600	300	900	300	60	115	436	170	477,4	134	203,9	135	69,5	10,3

Notă. *1*—semicuplajul conducător; *2*—bile; *3*—semicuplaj condus

Tabelul 9.76

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului de siguranță Autogard, tip 204 [76]



Tabelul 9.76 (continuare)

Tipodimensiunea		1	2	3	4	5	5S	6	7	8	9
Momentul de torsiune $M_{t\,max}$, daN · m		0,1 — 2,8	0,2 — 23	0,3 — 69	2,9 — 115	4,1 — 259	4,1 — 576	60 — 460	70 — 920	70 — 2300	115 — 6000
Dimensiunile, mm	d_{max}	12,7	25,4	38,1	50,8	76,2	88,9	101,6	127,0	152,4	152,4
	$d_{1\,max}$	25,4	50,8	53,9	76,2	114,3	152,4	152,4	203,2	228,6	254,0
	D	60,8	101,6	127,0	158,8	215,9	279,4	298,4	406,4	558,8	762,0
	D_1	32,9	56,4	79,4	107,9	152,4	177,8	266,7	355,6	381,0	635,0
	L	122,2	144,3	211,1	260,1	315,2	381,0	438,1	520,7	565,1	569,9
	L_1	70,9	88,6	122,2	150,1	177,8	238,3	269,8	317,5	365,0	430,1
	L_2	15,8	31,7	57,2	76,2	63,5	88,9	76,2	88,9	101,6	114,3

Cuplajele de siguranță cu fricțiune (fig. 9.109—9.120 și tabelele 9.77—9.81) se utilizează la turații și momente mari de torsiune, în cazul unor suprasarcini repetate, de scurtă durată, și în cazul suprasarcinilor cu caracter de șoc. Sensibilitatea la decuplare a acestor cuplaje depinde de: funcționarea uscată * sau cu ungere, materialele de fricțiune întrebuințate, forma suprafețelor în contact.

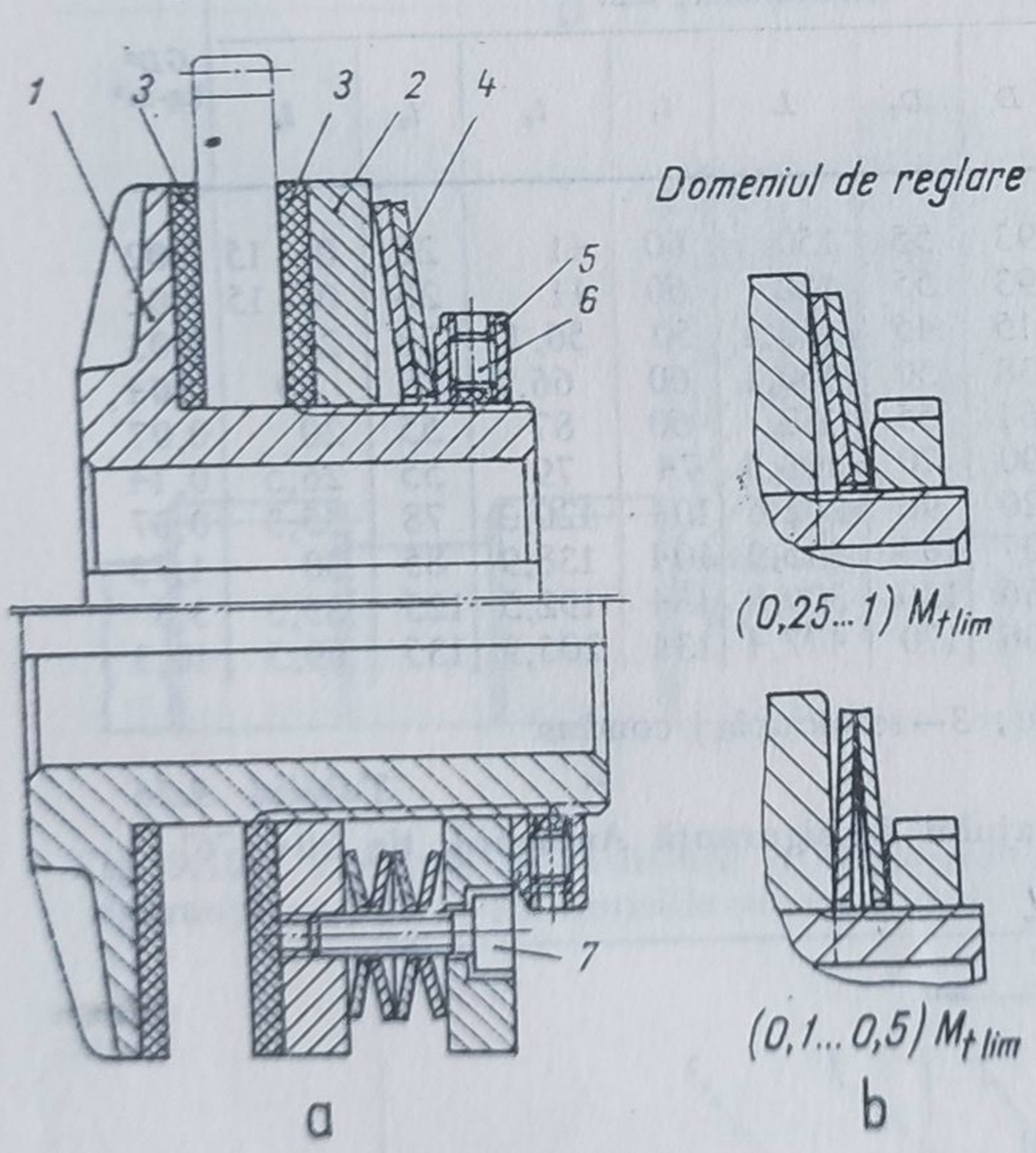


Fig. 9.109. Cuplaj de siguranță cu fricțiune pentru transmisii prin lanțuri [70, 102]:

a — construcția cuplajului; *b* — domeniul de reglare a momentului transmis, obținut prin dispunerea diferită a arcurilor disc; *1, 2* — discuri; *3*—material de fricțiune organic; *4* — arcuri-disc; *5* — piuliță de reglare; *6* — știft filetat; *7* — șuruburi de reglare.

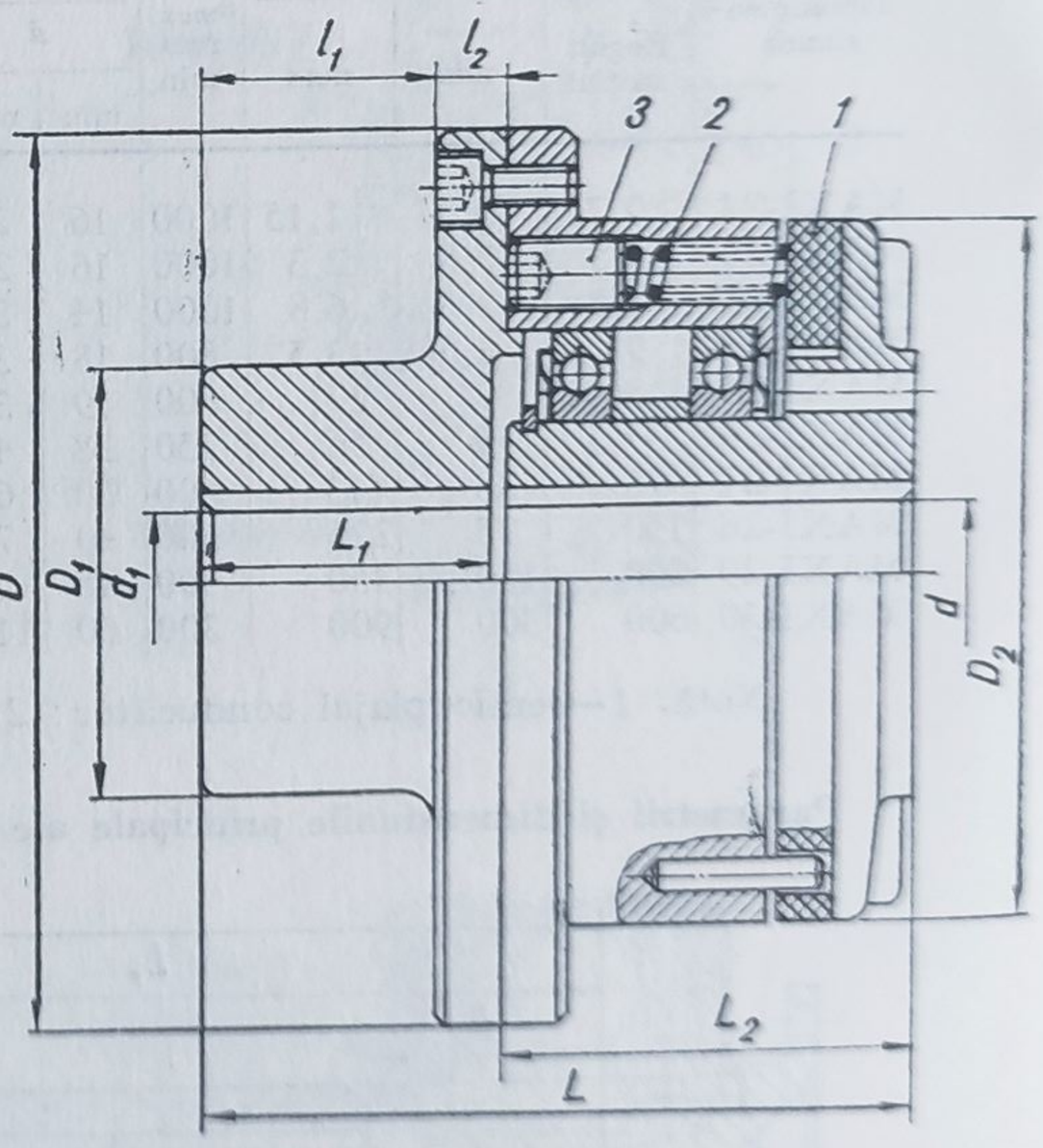


Fig. 9.110. Cuplaj de siguranță cu fricțiune de tip *KASI* [95]:

1 — disc de presiune; *2* — arcuri elicoidale, periferice; *3* — știfturi de reglare.

* Precizie mai mare de intrare în funcțiune.

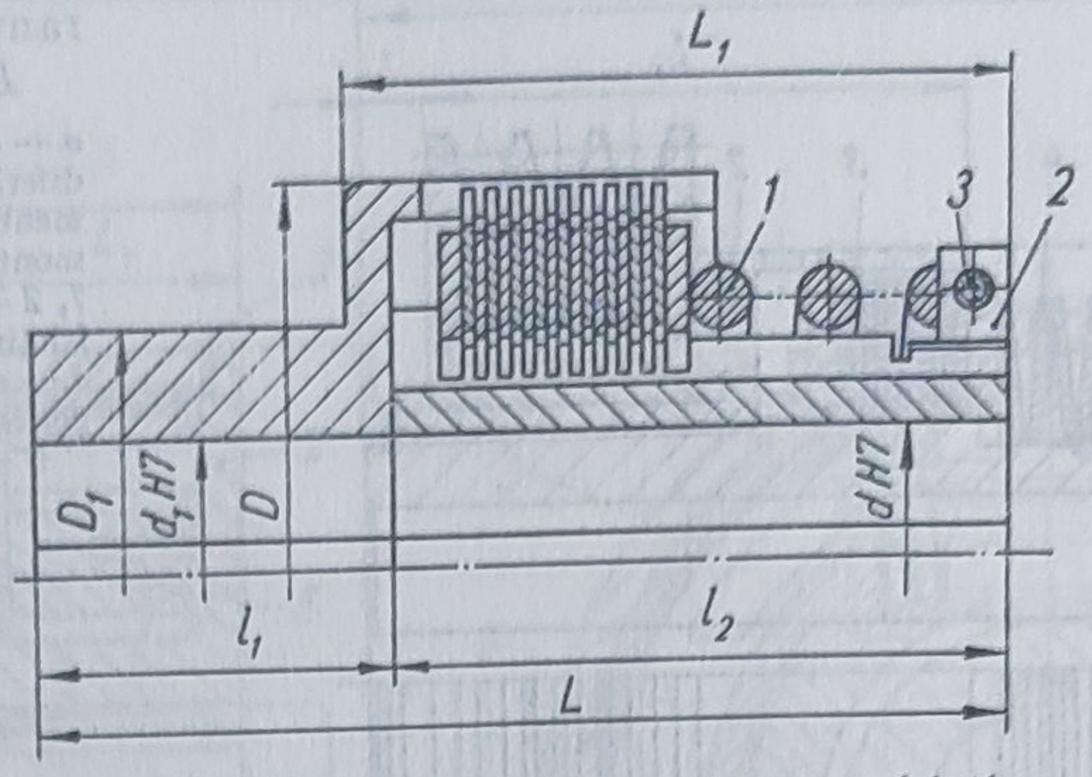


Fig. 9.111. Cuplaj de siguranță cu fricțiune multidisc — de tip *Stromag* [111] — cu arc central:

1 — arc elicoidal cilindric; *2* — piuliță elastică de reglare; *3* — șurub de asigurare a piuliței.

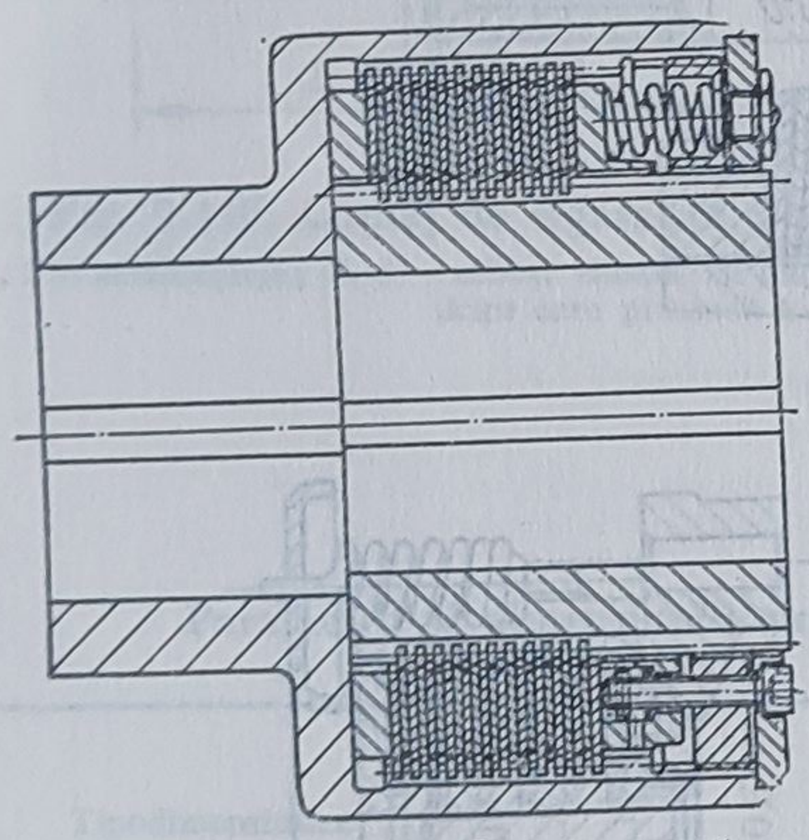


Fig. 9.112. Cuplaj de siguranță cu fricțiune multidisc — de tip *Stromag* [111] — cu arcuri periferice.

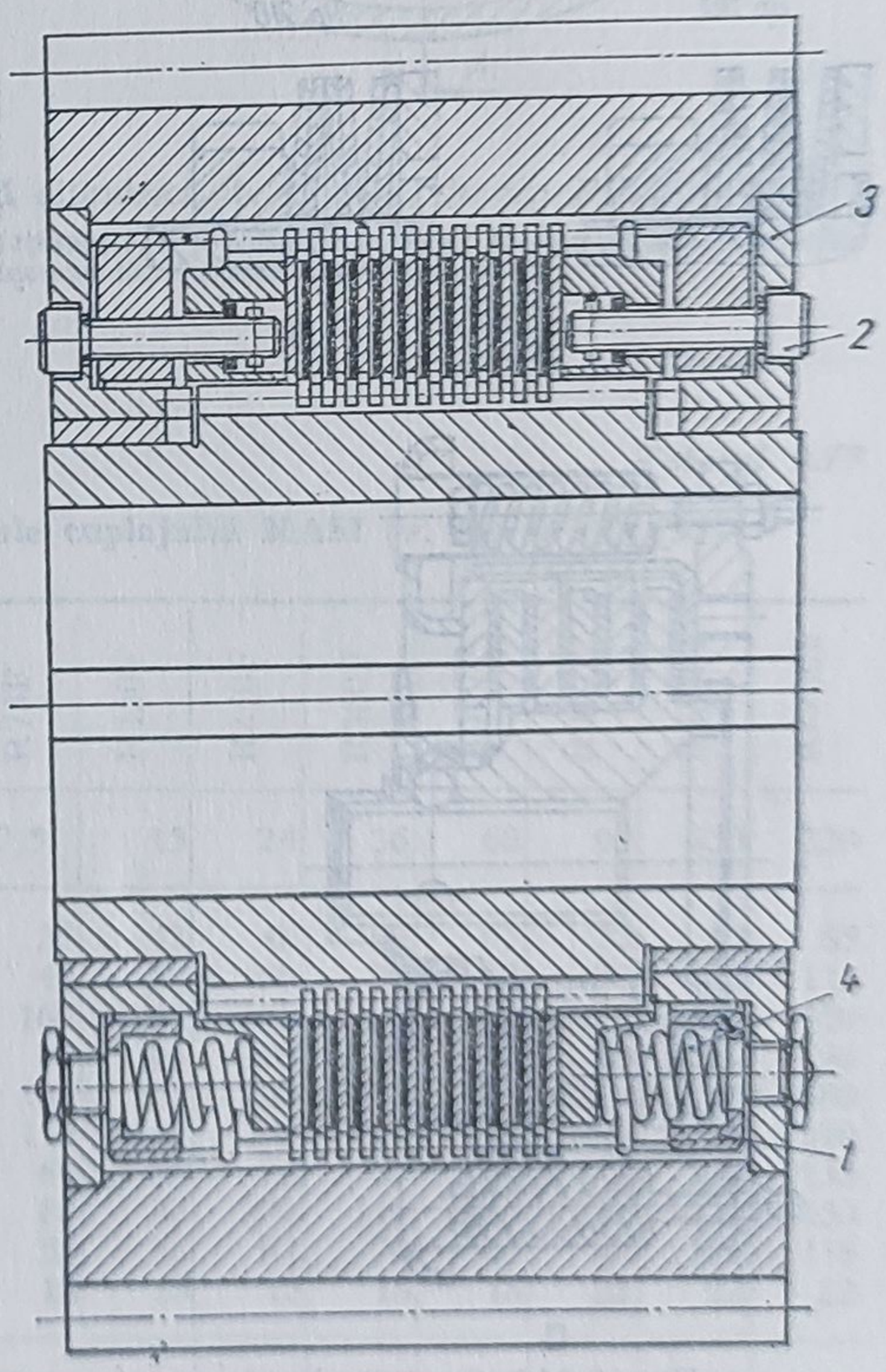
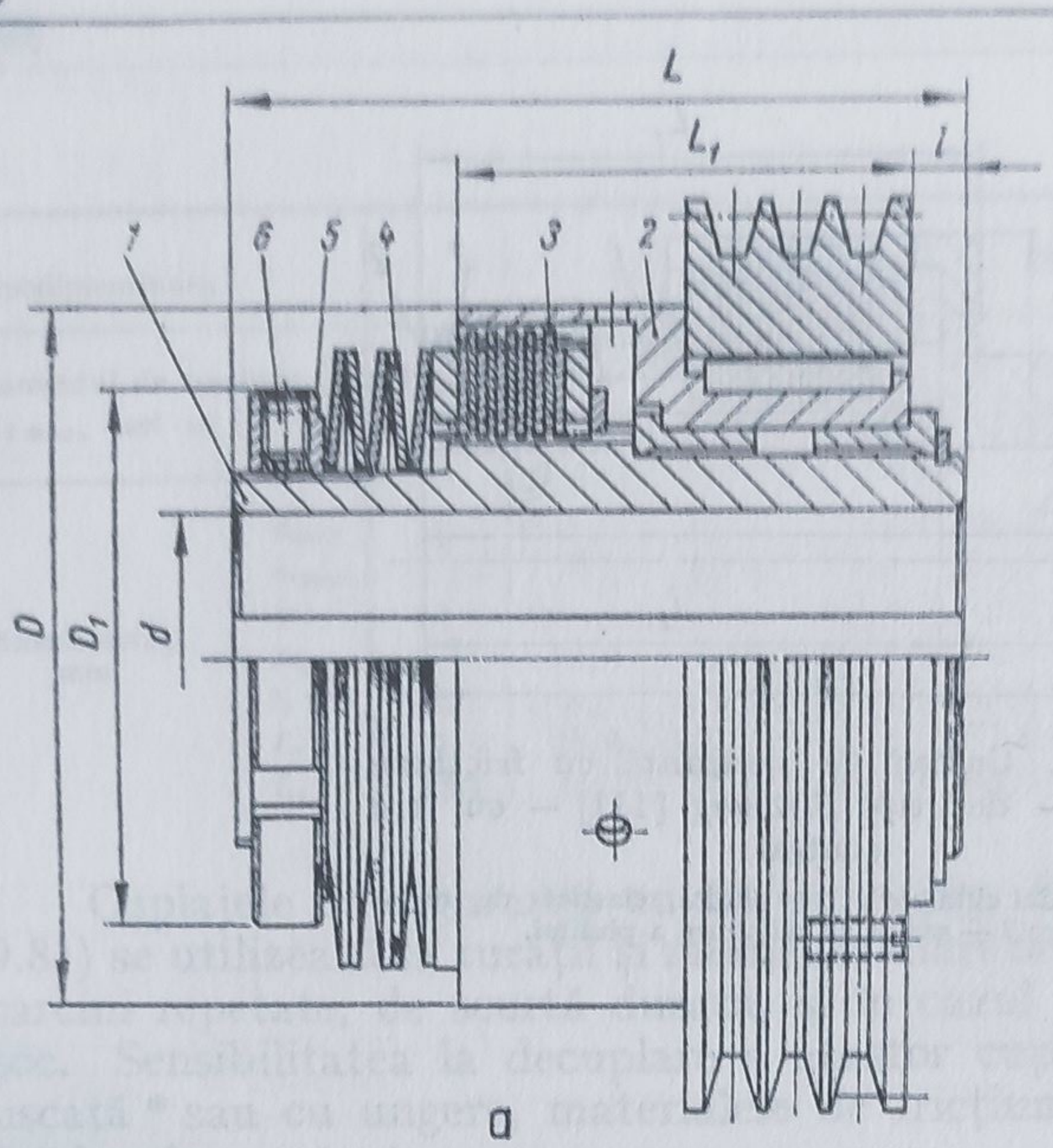
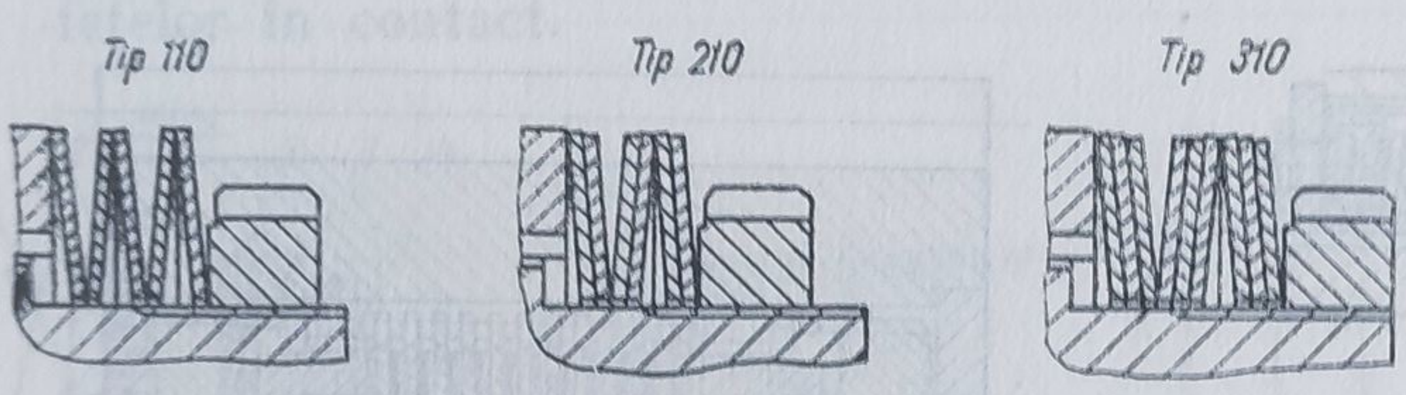


Fig. 9.113. Exemplu de utilizare a unui cuplaj de siguranță multidisc, cu arcuri periferice de tip *Ortlinghaus* [103] — într-o roată dințată:

1 — piuliță de reglare; *2* — șuruburi de asigurare a piuliței; *3* — bucșe prin care se asigură piuliță; *4* — arcuri elicoidale periferice.



a



b

Fig. 9.114. Cuplaj de siguranță multidisc produs de *Bolenz & Schäfer* [79]:
a — construcția cuplajului; *b* — diferite domenii de reglare a momentului transmis, obținute prin montarea diferită a arcurilor disc; *1, 2* — semicuplaje; *3* — discuri de fricțiune (oțel/bronz sinterizat); *4* — arcuri disc, dispuse central sau periferic; *5* — piuliță de reglare; *6* — știft filetat de asigurare.

a

b

Fig. 9.115. Cuplaje de siguranță cu fricțiune, cu arcuri elicoidale [120]:
a — cu arcuri de compresiune; *b* — cu arcuri de tracțiune.

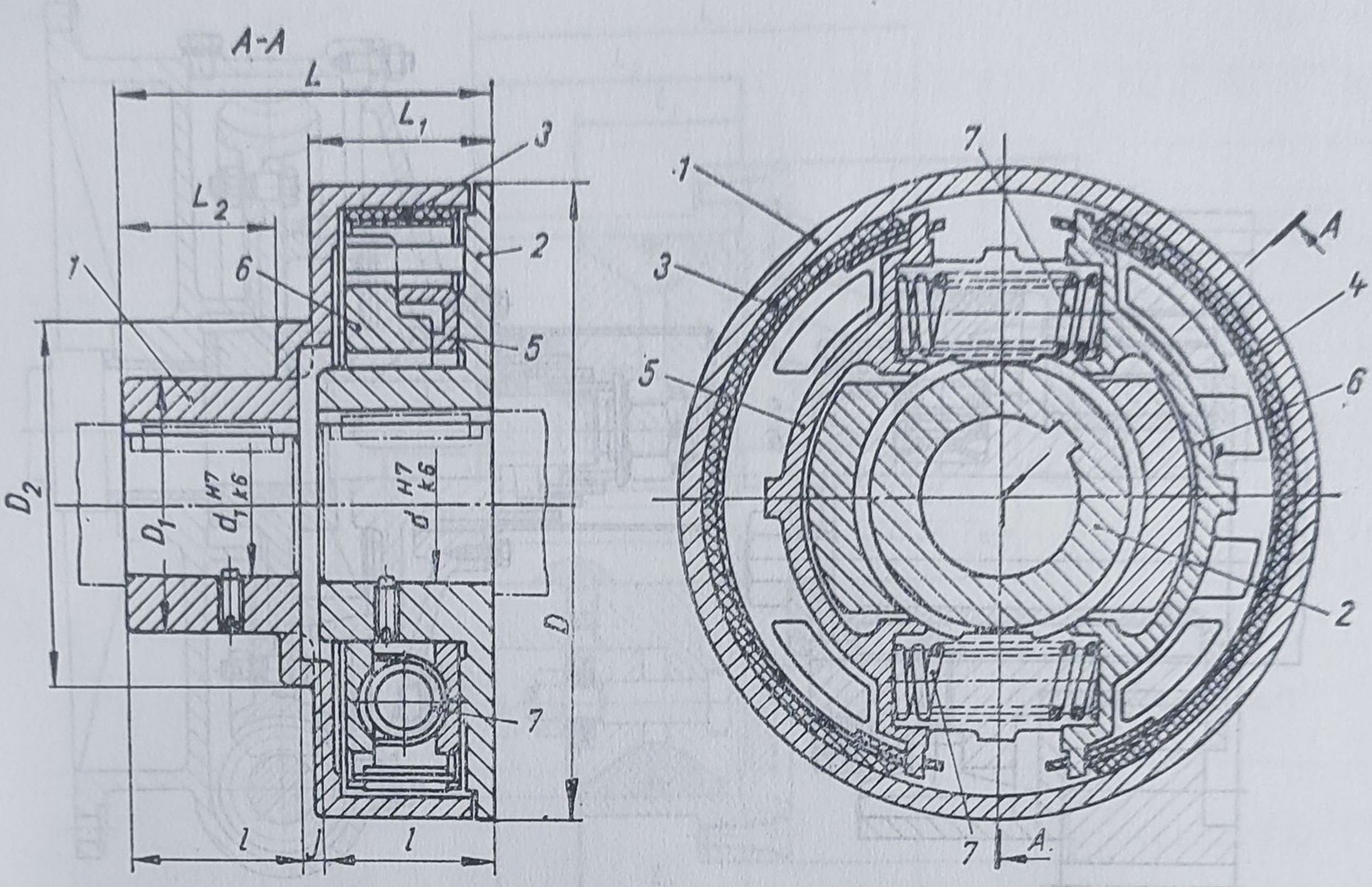


Fig. 9.116. Cuplaj de siguranță cu suprafață cilindrică de frecare, de tip *P.I.V.* [104]:
1, 2 — semicuplaje; *3, 4* — saboți elastici cu garnituri de fricțiune; *5, 6* — inele de presare; *7* — arcuri elicoidale cilindrice care presează saboții prin intermediul inelelor de presare.

Tabelul 9.77

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului KASI (v. fig. 9.110) [95]

Tipodimensiunea		R6F	R13F	R20F	R40F	R75F	R150F	R240F	R360F	R600F	R950F	R1500F	R2200F
Momentul de torsiune $M_{t\,max}$, daN·m		0,65	1,3	2,0	4,0	7,5	15	24	36	60	95	150	220
Dimensiunile, mm	d_{max}	19	24	28	30	38	42	48	60	65	75	80	85
	$d_{1\,max}$	20	26	32	38	48	58	60	70	80	90	105	115
	D	80	95	115	130	160	200	230	260	295	350	400	450
	D_1	38	48	55	68	85	95	100	120	135	150	170	190
	D_2	76	90	105	120	134	155	180	205	235	268	320	380
	L	78	88	103	114	144	161	176	198	213	238	258	290
	L_1	30	35	45	50	60	65	70	80	90	110	120	130
	l_2	45	50	55	60	80	90	100	110	115	120	130	150
	l_1	25	30	38	44	52	56	61	70	80	96	106	118
	l_3	8	8	10	10	12	15	15	18	18	22	22	22
Turația maximă, rot/min		3600	3600	3600	3600	3600	3000	2900	2500	2000	1900	1650	1450

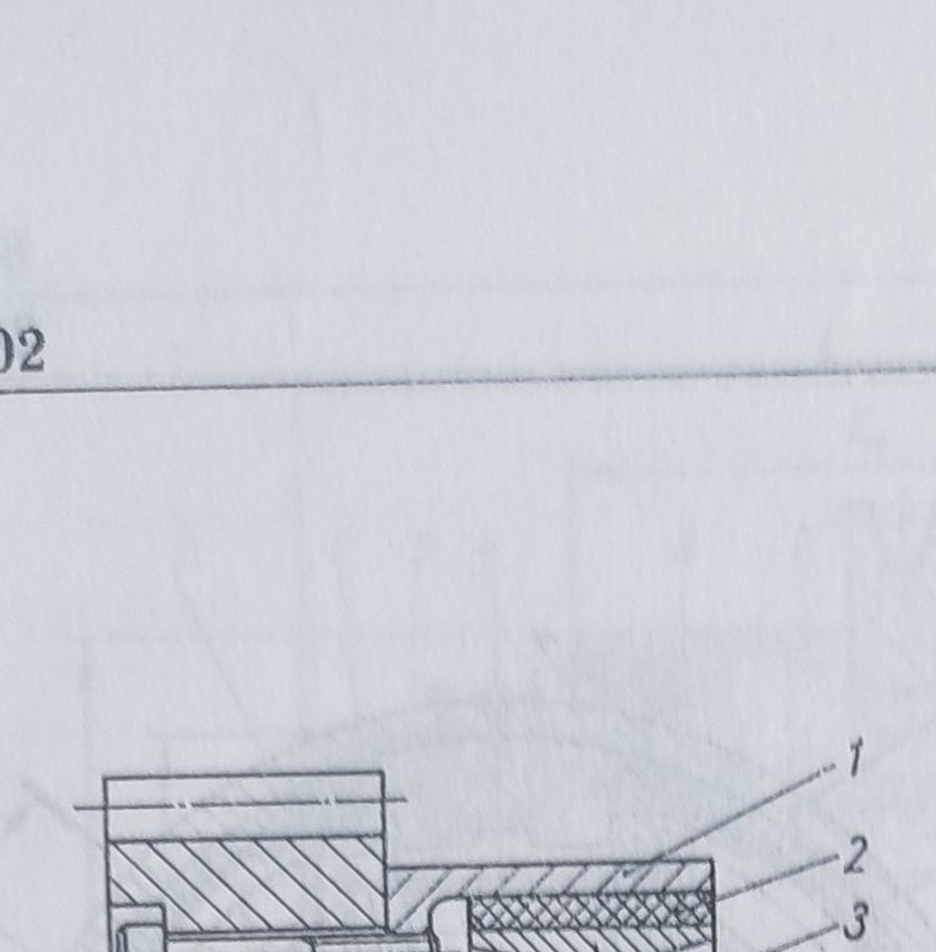


Fig. 9.117. Cuplaj de siguranță, cu suprafață cilindrică de frecare de tip *Roba* [57, 59, 68]:

1, 6 — semicuplaje; *2* — saboți cu garnituri de frecare; *3* — pene de presare; *4* — piuliță de reglare; *5* — arcuri-disc

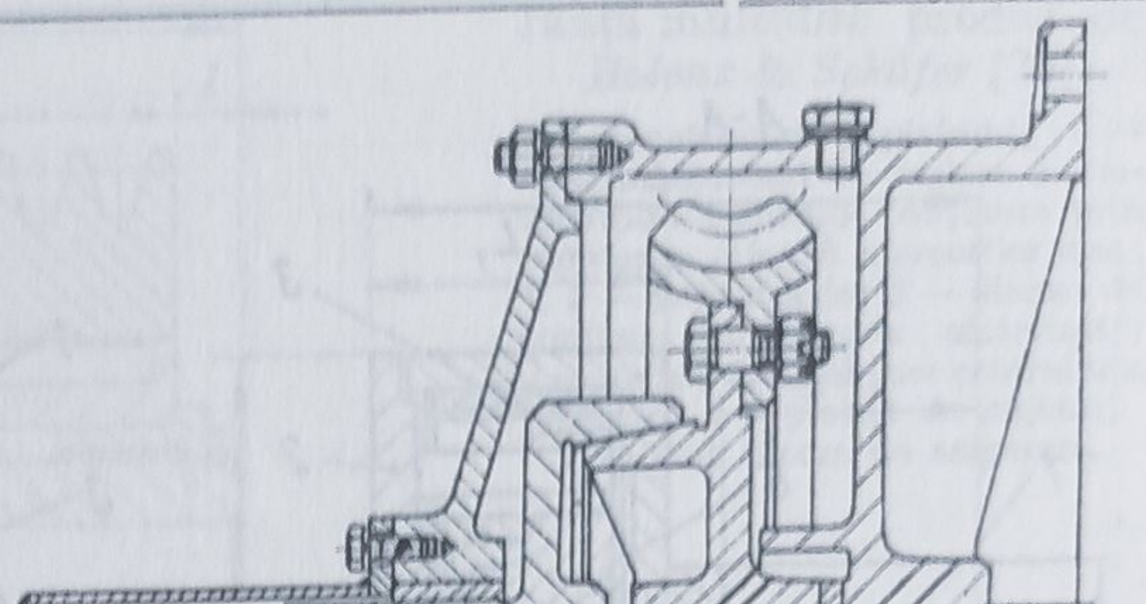


Fig. 9.118. Cuplaj de siguranță cu suprafață conică de frecare, montat într-o roată melcată [37].

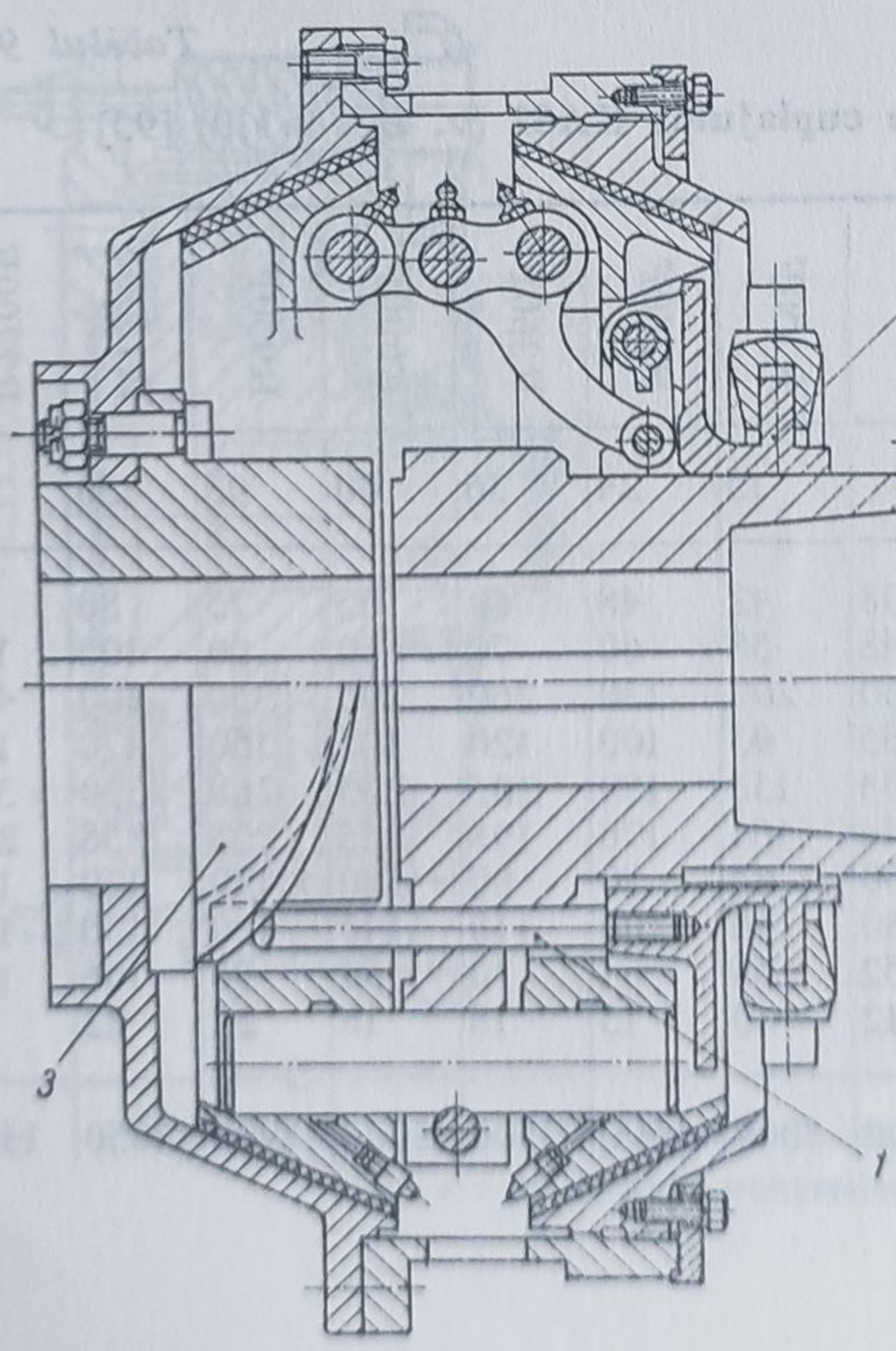


Fig. 9.119. Cuplaj de siguranță *Conalus KBF* [59]:

1 — bolțuri de decuplare, care culisează pe cele două spire elicoidale; *2* — mufă de recuplare; *3* — semicuplaj cu spire elicoidale.

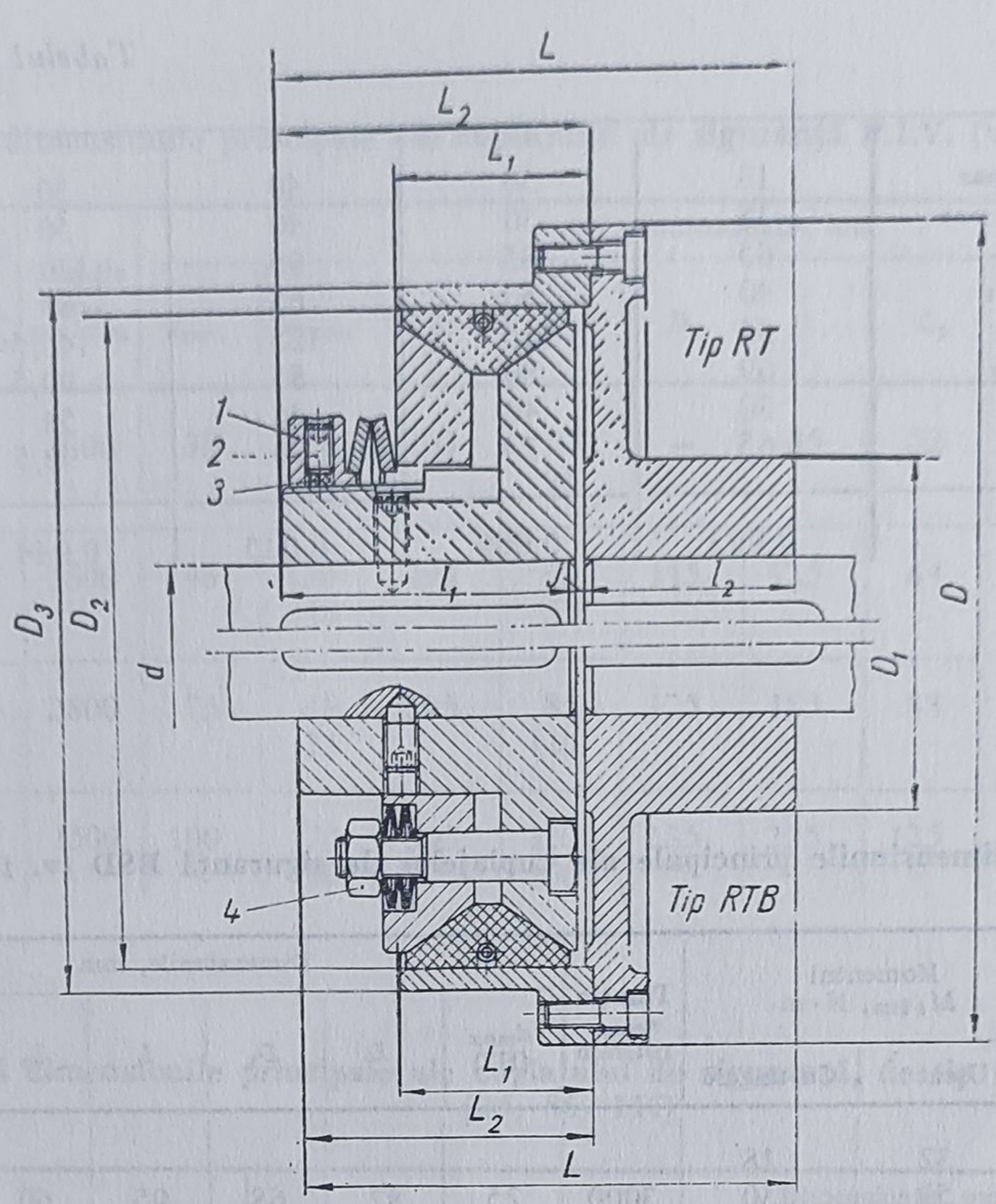


Fig. 9.120. Două variante ale cuplajului de siguranță de tip *Conax* [86, 114]:

1 — bucșă filetată pentru reglarea momentului limită; *2* — șurub de asigurare; *3*— pastilă de asigurare; *4* — piulițe de reglare, pentru varianta cu arcuri disc periferice.

Tabelul 9.78

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajelor de siguranță cu discuri de fricțiune, Stromag (v. fig. 9.111) [25, 111]

Tipodimensiunea Cuplul de materiale	Oțel/ Oțel	SWA 10.10	SWB 10.10	SWC 10.10	SWD 10.10	SWD 40.10
	Oțel/ Azbest	SWA 10.60	SWB 10.60	SWC 10.60	SWD 10.60	SWD 40.60
	Oțel/ Bz sinterizat	SWA 10.70	SWB 10.70	SWC 10.70	SWD 10.70	SWD 40.70
Momentul static $M_{t\,lim}$, daN·mm		3	7	9	20	40

Tabelul 9.78 (continuare)

Dimensiunile mm	d_{max}	18	30	40	50	55
	d_1 max	18	30	40	50	55
	D	65	85	95	120	145
	D_1	40	50	65	80	90
	L	95	115	125	146,5	190
	L_1	69	80	85	99,5	128
	l_1	30	40	46	54	70
	l_2	65	75	79	92,5	120
GD^2, kg · m²		0,003	0,009	0,015	0,044	0,11

Tabelul 9.79

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajelor de siguranță BSD (v. fig. 9.114) [79]

Tipodimensiunea		Momentul $M_{t\,lim}$, N · m		Turația n_{max}, rot/min	Dimensiunile, mm						GD^2, kg · cm²
		Uscat	Cu ungere		d_{max} (H7)	D	D_1	L	L_1	l	
4	110 210 310	32 50 80	18 30 45	3000	25	82	68	95	60	10	15,4
6,3	110 210 310	50 80 130	30 45 70	3000	32	92	68	100	65	10	26,7
10	110 210 310	80 130 200	45 70 110	3000	45	110	100	115	72	10	52,5
16	110 210 310	130 200 320	70 110 180	2500	45	120	100	125	82	10	95,5
25	110 210 310	200 320 500	110 180 300	2500	55	130	100	135	83	10	120
40	110 210 310	320 500 800	180 300 450	2000	65	160	130	158	105	13	353
63	110 210 310	500 800 1300	300 450 700	2000	70	180	155	180	120	15	733

Tabelul 9.80

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului de siguranță P.I.V. (v. fig. 9.116) [25, 104]

Tipodimensiunea	Momentul $M_{t\,max}$, daN·m	Turația n_{max} rot/min	Dimensiunile, mm									
			d_{max}	d_{1max}	D	D_1	D_2	L	L_1	L_2	l	l
SCa 1	5	3000	38	28 38	153	55 75	—	85	52	33	40	5—7
SCa 2	15	3600	48	30 48	195	60 85	115	125	64	52	60	5—7
SCa 3	20	2800	75	48 75	295	85 110	175	185	88	78	90	5—7
SCa 4	150	1500	100	70 90	395	120 150	235	235	125	100	115	5—7

Tabelul 9.81

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului de siguranță, de tip Conax (v. fig. 9.120) [25, 86, 114]

Tipodimensiunea	$M_{t\,lim}$, daN·m	n_{max}, rot/min	Dimensiunile, mm										
			d_{max}	D	D_1	D_2	D_3	L	L_1	L_2	l_1	l_2	s
RT 0,5	6	5 400	22	92	35	62	70	60	25	37	34	25	1
RT 1	12	4 000	30	125	55	90	100	80	35	53	50	29	1
RT 2	24	3 280	38	152	65	115	125	94	40	63	60	33	1
RT 3	36	2 550	50	195	90	148	160	115	47	72	68	45	2
RT 5	60	2 120	60	235	105	186	200	143	58	86	80	60	3
RT 8	96	1 710	70	290	125	234	250	183	70	111	105	75	3
RT 16	192	1 360	90	365	155	295	315	223	96	136	130	90	3
RT 25	300	1 225	110	410	185	335	355	270	105	154	145	120	5
RTB 50	600	1 080	125	460	220	376	400	335	130	189	180	150	5
RTB 100	1 200	855	150	580	250	472	500	386	165	221	210	170	6

Pentru a împiedica deteriorarea cuplajelor de siguranță — ca urmare a sarcinilor dinamice repetate (la cuplajele cu gheare frontale, cu bile, cu corpuri de blocare, radiale) sau a acumulării inadmisibile de căldură datorată unei alunecări prea îndelungate (la cuplajele cu fricțiune) — se folosesc instalații de protecție (v. fig. 9.121, două exemple de astfel de instalații).

Amplasarea cuplajului de siguranță în lanțul cinematic al sistemului respectiv depinde de scopul urmărit și de modul de acționare a suprasarcinilor. Astfel, în cazul utilizării cuplajului la pornirea agregatelor — pentru micșorarea vîrfului de moment — acesta se montează în așa fel încît să se obțină un moment de inerție J_1 cît mai mare; în cazul utilizării ca element de pro-

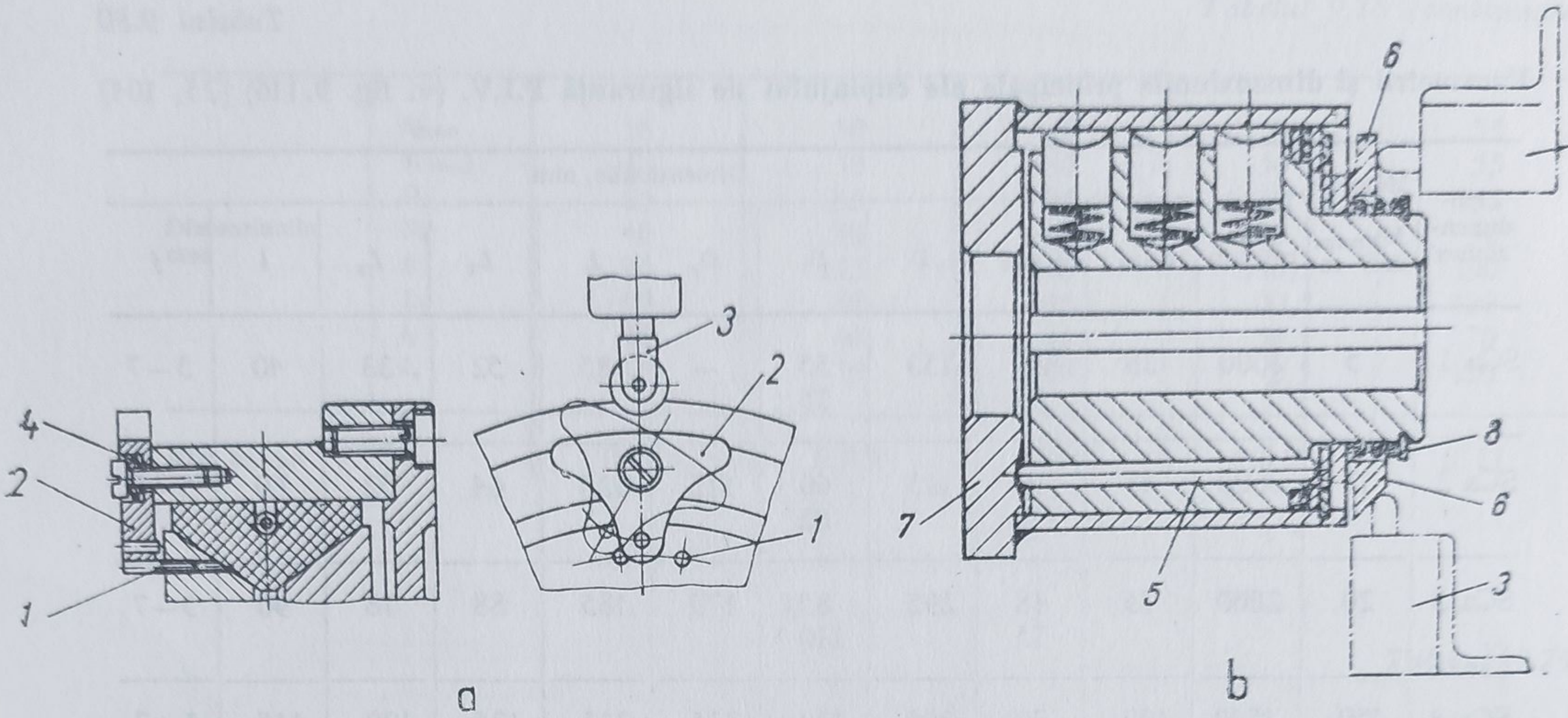


Fig. 9.121. Exemple de instalații de protecție a cuplajelor de siguranță împotriva patinării îndelungate:

a — instalație mecanoelectrică utilizată la cuplajele *Conax* [86]; *b* — instalație utilizată la cuplajele *Walterscheid* [120]; *1* — știft montat pe discul de presiune al cuplajului; *2* — camă de comandă; *3* — întrerupător electric; *4* — arcuri disc de presare a camei; *5* — știft de decuplare; *6* — inel, mobil în direcție axială; *7* — semicuplaje cu canale pentru decuplare; *8* — arc elicoidal de compresiune.

tecție, cuplajul de siguranță se poate monta pe arborii rigizi *, din motive de economicitate, cînd suprasarcinile acționează lent (nedinamice) sau cît mai aproape de locul de producere a suprasarcinilor, cînd suprasarcinile sînt de tip dinamic (șocuri) [25, 57].

În ceea ce privește alegerea tipului de cuplaj de siguranță se pot da următoarele recomandări:

— în cazul unor suprasarcini rare și de valori mari — comparativ cu momentul nominal de torsiune — se pot utiliza cuplaje cu elemente de rupere, dacă momentele de torsiune transmise sînt mici și medii și dacă elementul distrus poate fi înlocuit cu ușurință; de asemenea, un cuplaj cu gheare sau cu bile; pentru momente mari de torsiune se poate utiliza un cuplaj cu corpuri de blocare radiale sau cu bile;

— în cazul unor suprasarcini repetate, de scurtă durată, se pot alege: pentru momente mici sau medii de torsiune — cuplajele cu bile, cu instalație de protecție, cuplaje cu fricțiune, conice sau cilindrice; pentru momente mari de torsiune — cuplaje cu bile, cu instalație de protecție sau cuplaje cu fricțiune, multidisc;

— în cazul unor suprasarcini repetate, de lungă durată, se pot utiliza cuplaje cu bile sau cu fricțiune, multidisc, cu instalații de protecție;

— în cazul suprasarcinilor cu șoc sau pentru diminuarea vîrfurilor de moment, la pornirea agregatelor cu mase inerțiale mari se recomandă utilizarea cuplajelor de siguranță cu fricțiune.

---

* Cu moment mic de torsiune.

9.7. Cuplaje unisens

Notații specifice

b — lățimea inelului exterior;
d_1 — diametrul rolei de blocare;
D_i, D_e — diametrul căilor de rulare cilindrice ale inelului interior, respectiv exterior;
D_{ip}, D_{ep} — diametrele profilelor inelelor profilate (steluțelor) în punctele de contact, pentru inelul interior, respectiv exterior;
e — excentricitatea;
F_f — forța de frecare;
F_n, F_r, F_t — forța normală în punctul de contact, respectiv componentele radială și tangențială;
G — greutatea rolei sau a corpului de blocare;
k — coeficientul de utilizare a cuplajului unisens în cursul unui schimb ($k_{max} = 1$);
l_R — lungimea rolei, respectiv a corpului de blocare;
m — modulul cremalierei pentru realizarea profilului în evolventă;
n_c — numărul de cuplări pe oră;
n_s — numărul de schimburi într-o zi de lucru ($n_{smax} = 3$);
n_z — numărul de zile lucrătoare într-un an;
N_c — numărul de cuplări;
R_{ip}, R_{ep} — razele de curbură ale profilelor inelelor profilate (steluțelor), în punctele de contact, pentru inelul interior, respectiv exterior;
s — jocul minim necesar pentru o decuplare perfectă;
T — termenul de amortizare a utilajului, în ani;
T_s — durata, în ore, a unui schimb;
z — numărul de role sau corpuri de blocare;
α — unghiul de blocare;
β — unghiul de poziție pentru corpurile de blocare;
γ — unghiul la centru definit, pentru corpurile de blocare, de dreptele care trec prin centrele de curbură și punctele de contact ale corpului de blocare cu cele două inele;
δ_e — deformația elastică radială;
δ_p — deformația plastică locală;
θ_0, θ — unghiul de poziție inițial, respectiv curent, al punctului de contact pe suprafața steluței;
ρ_{Ai}, ρ_{Ae} — raza de curbură redusă în punctul de contact al rolei (corpului de blocare) cu inelul interior, respectiv, exterior;
σ_a — efortul unitar admisibil;
σ_{ca} — efortul unitar de contact admisibil;
$\sigma_{c\,max}$, $\sigma_{c\,min}$ — efortul unitar de contact maxim, respectiv, minim;
σ_{red} — efortul unitar redus, la o solicitare compusă;
Ψ — unghiul tangentei la curbă în punctul de contact și raza vectoare.

Cuplajele unisens transmit mișcarea într-un singur sens prin intermediul rolelor sau corpurilor de blocare, care realizează legătura dintre inelele exterior și interior — ca urmare a formei de pană a spațiului dintre cele două inele — în momentul în care unul din inele este pus în mișcare, în sensul transmiterii puterii; în urma blocării inelul conducător și cel condus se rotesc sincronizat.

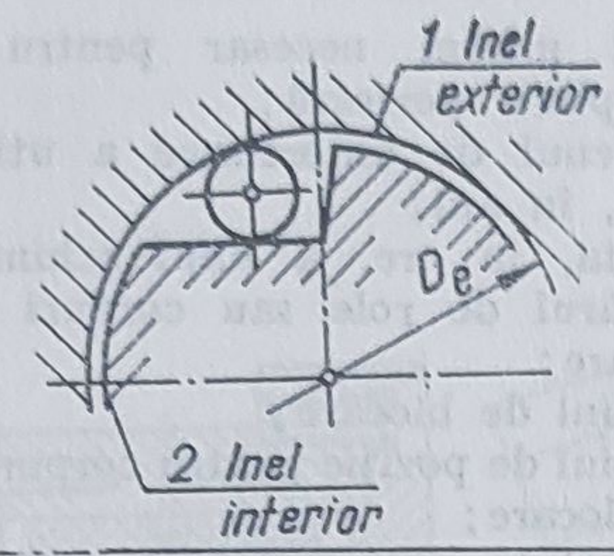
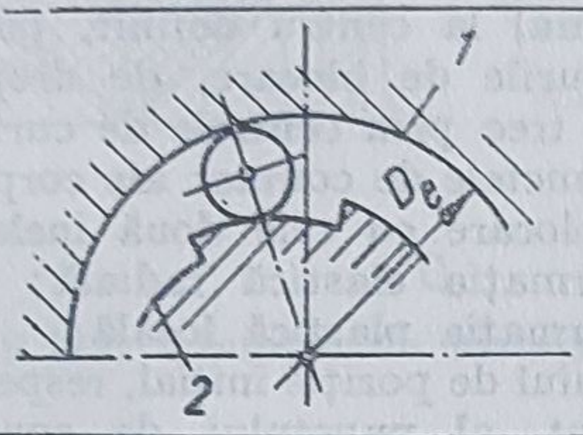
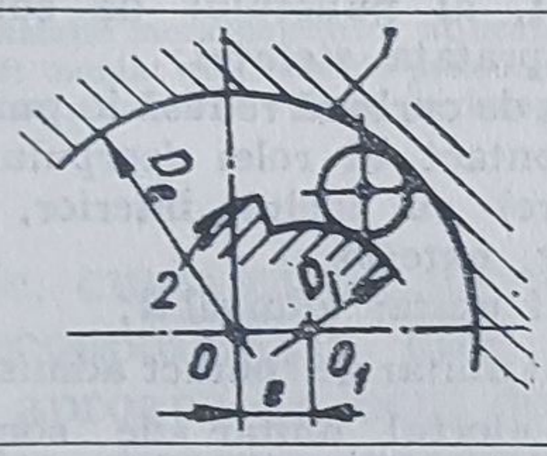
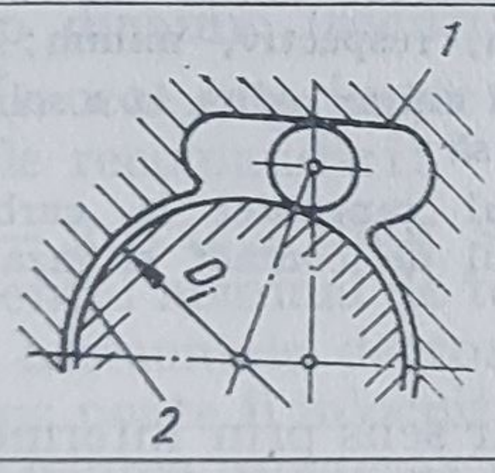
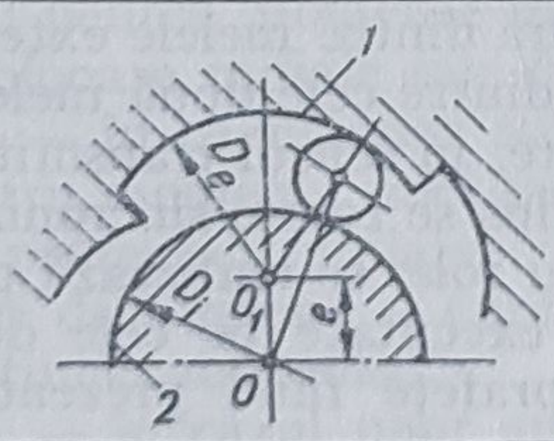
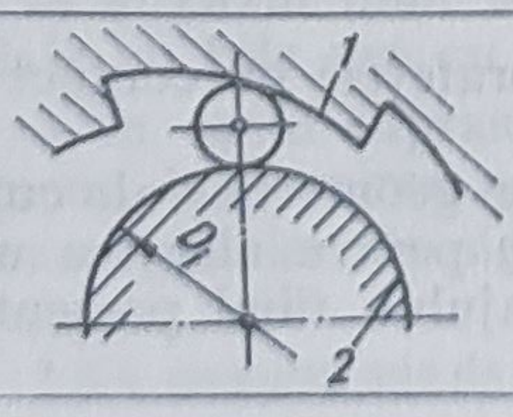
Spațiul în formă de pană, la cuplajele unisens cu role, se realizează prin intermediul unor suprafețe profilate (steluțe) [46], executate pe cele două inele, formele constructive posibile ale acestor suprafețe fiind prezentate în tabelul 9.82.

La cuplajele unisens, cu corpuri de blocare, suprafețele de contact ale celor două inele sînt cilindrice, concentrice.

Relațiile necesare pentru determinarea elementelor geometrice ale cuplajelor unisens sînt date în tabelul 9.83, recomandările pentru alegerea unor parametri, în funcție de domeniul de utilizare al cuplajului, fiind prezentate în tabelul 9.84.

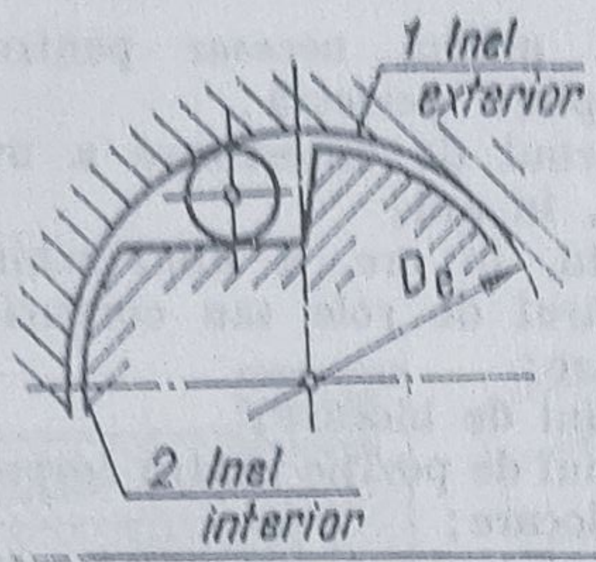
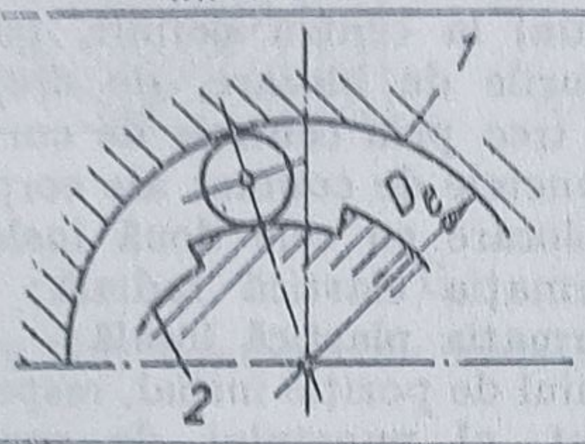
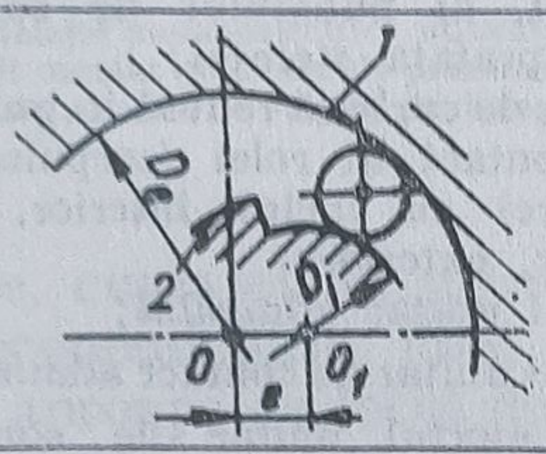
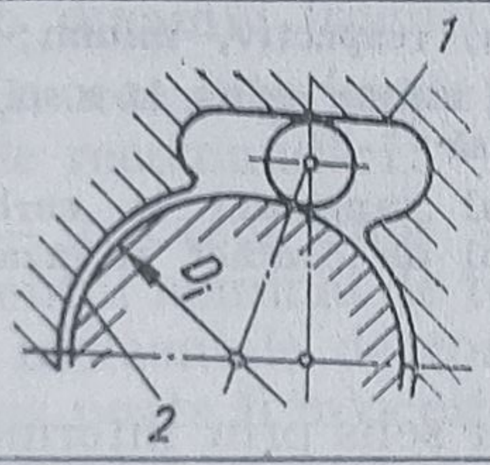
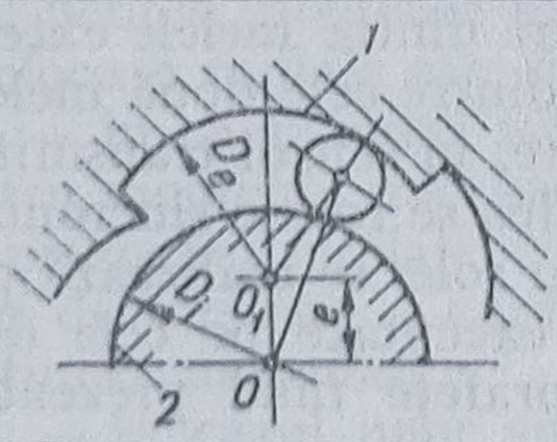
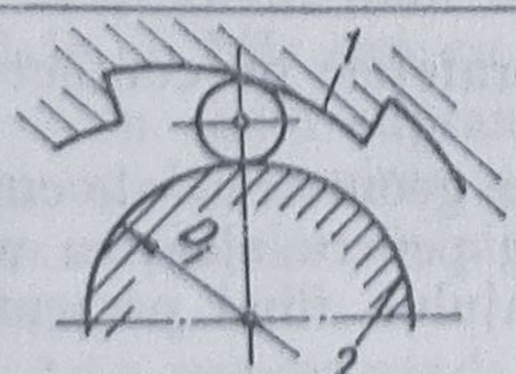
Tabelul 9.82

Formele constructive posibile ale cuplajelor unisens [46, 49]

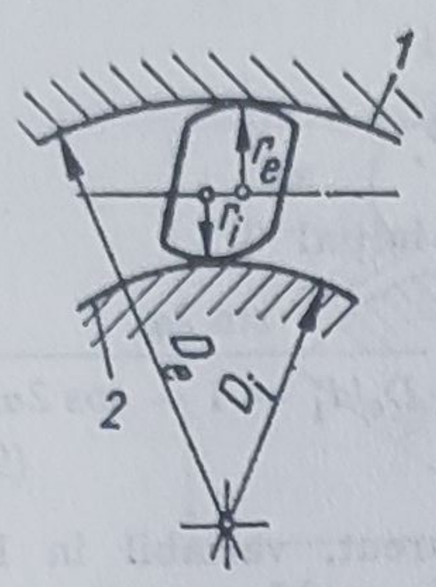
Schema constructivă		Forma inelelor în zona de contact	
		Inelul interior	Inelul exterior
	Cu role cilindrice	Profil drept al unei suprafețe plane	Profil circular al unei suprafețe curbe
		Profil în spirală logaritmică ,al unei suprafețe curbe	
		Profil în evolventă, al unei suprafețe curbe	
		Profil circular al unei suprafețe curbe (între centrele de curbură-excentricitatea *e*)	
			Profil drept al unei suprafețe plane
		Profil circular al unei suprafețe curbe	Profil în spirală logaritmică, al unei suprafețe curbe
			Profil în evolventă al unei suprafețe curbe
			Profil circular al unei suprafețe curbe (între centrele de curbură-excentricitatea *e*)

Tabelul 9.82

Formele constructive posibile ale cuplajelor unisens [46, 49]

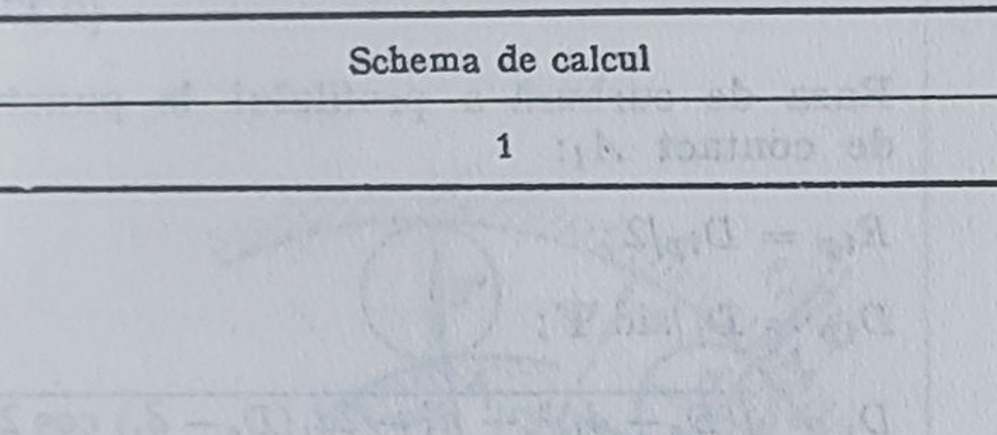
Schema constructivă		Forma inelelor în zona de contact	
		Inelul interior	Inelul exterior
	Cu role cilindrice	Profil drept al unei suprafeţe plane	Profil circular al unei suprafeţe curbe
		Profil în spirală logaritmică ,al unei suprafeţe curbe	
		Profil în evolventă, al unei suprafeţe curbe	
		Profil circular al unei suprafeţe curbe (între centrele de curbură-excentricitatea *e*)	
			Profil drept al unei suprafeţe plane
		Profil circular al unei suprafeţe curbe	Profil în spirală logaritmică, al unei suprafeţe curbe
			Profil în evolventă al unei suprafeţe curbe
			Profil circular al unei suprafeţe curbe (între centrele de curbură-excentricitatea *e*)

Tabelul 9.82 (continuare)

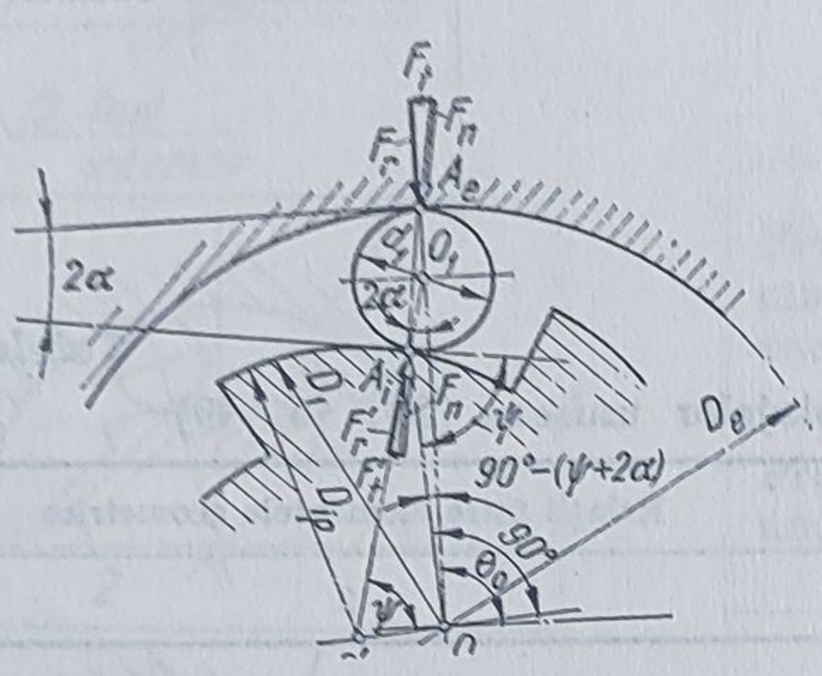
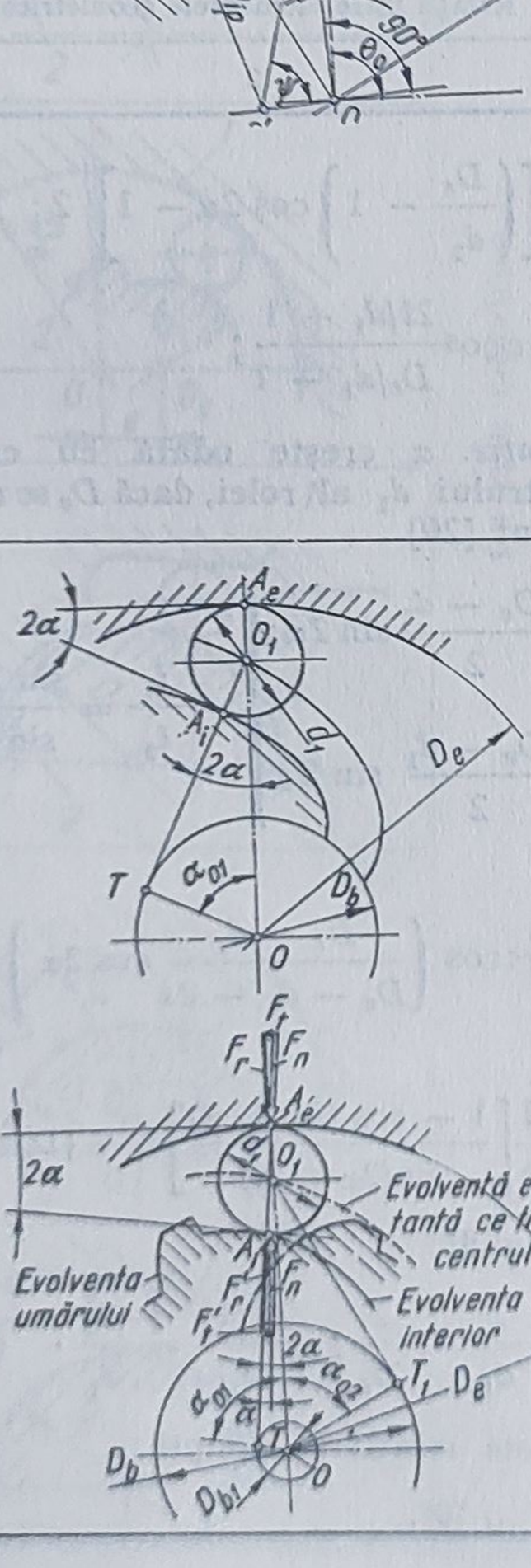
Schema constructivă		Forma inelelor în zona de contact	
		Inelul interior	Inelul exterior
	Cu corpuri de blocare	Profil circular al unei suprafețe curbe	Profil circular al une suprafețe curbe (centrele de curbură concentrice)

Tabelul 9.83

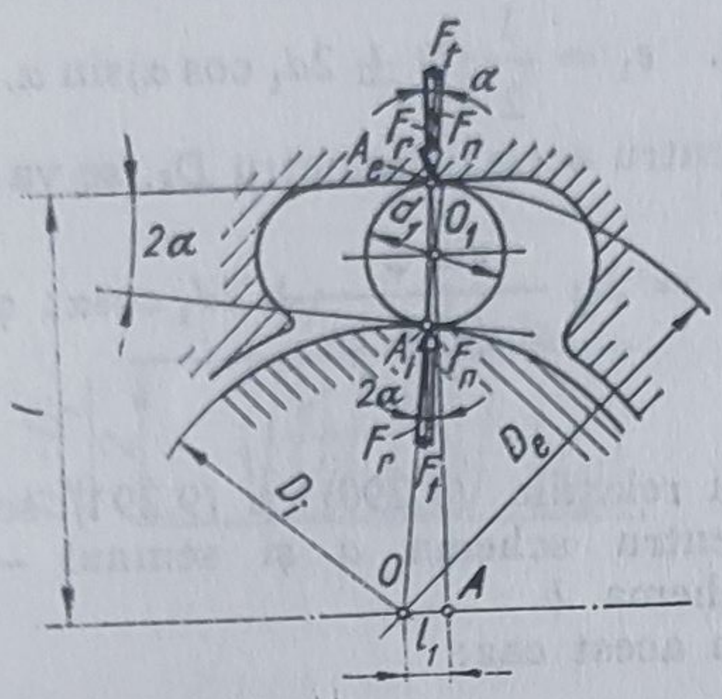
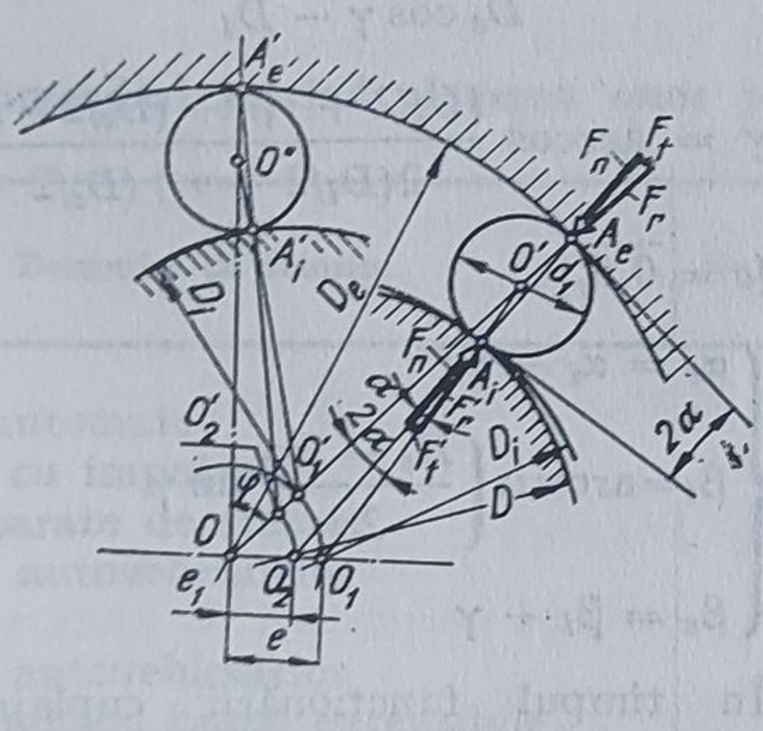
Dimensiuni constructive ale cuplajelor unisens [25, 46, 49]

Schema de calcul	Relații între elementele geometrice
1	2
	$l/d_1=\left[\left(\frac{D_e}{d_1}-1\right)\cos 2\alpha-1\right]\Big\| 2;$ $2\alpha=\arccos\frac{2l/d_1+1}{D_e/d_1-1};$ (9.268) *Observație.* α crește odată cu creșterea diametrului d_1 al rolei, dacă D_e se menține constant [20]
	$l_1=\frac{D_e-d_1}{2}\sin 2\alpha;$ $l_2=\frac{D_e-d_1}{2}\sin\beta;$ $\frac{l_1}{l_2}=\frac{\sin 2\alpha}{\sin\beta};$ (9.269) $\Psi=\arccos\left(\frac{D_e-d_1}{D_e-d_1-2s}\cos 2\alpha\right);$ (9.270) $l_3=\frac{1}{2}\left[\frac{1-\cos(2\alpha+\beta)}{\sin(2\alpha+\beta)}\right]d_1-(D_e-d_1-2s)\sin\Psi;$ (9.271) $\frac{1}{\rho_{A_e}}=\frac{2}{d_1}-\frac{2}{D_e};\quad\frac{1}{\rho_{A_i}}=\frac{2}{d_1}.$ (9.272) În aceste relații se adoptă: $\beta=60°\ldots 70°.$

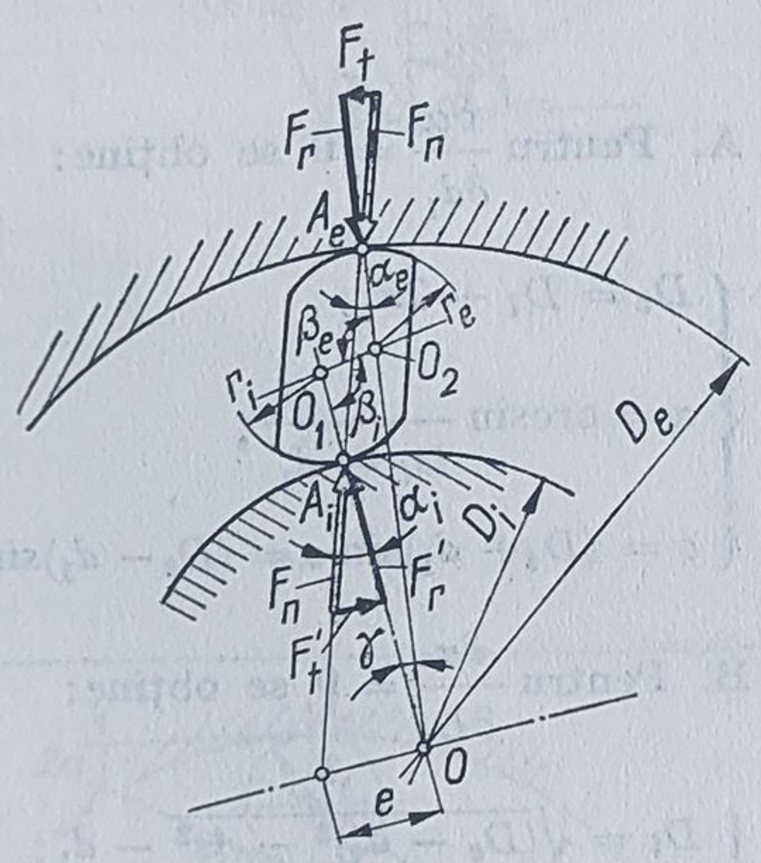
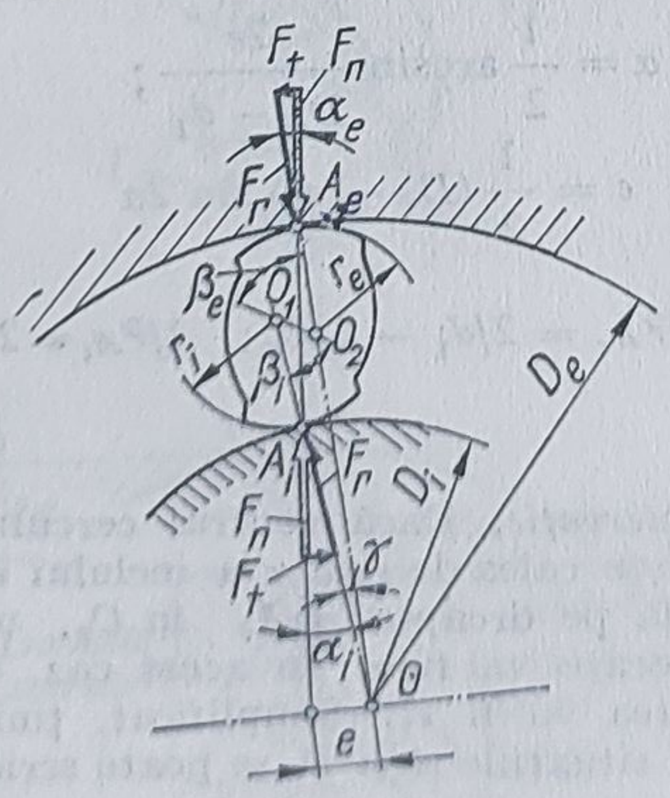
Tabelul 9.83 (continuare)

1	2
	*Profilul steluței în spirală logaritmică* Ecuația profilului $\rho = \rho_1 e^{(\theta-\theta_0)\operatorname{cotg}\psi}$, pentru un unghi inițial $\theta_0 = 90° + \operatorname{arctg}\left(\dfrac{\sin 2\alpha}{D_e/d_1 - 1 - \cos 2\alpha}\right.$ (9.273) și un unghi θ curent, variabil în limita lungimii arcului de curbă, necesar pentru un număr impus de role. $\Psi = \operatorname{arctg}\,[\operatorname{cotg} 2\alpha - d_1/(D_e - d_1)\,\sin 2\alpha]$ (9.274) Raza de curbură a profilului în punctul de contact A_i: $R_{ip} = D_{ip}/2$; $D_{ip} = D_1/\sin\Psi$; $D_1 = \sqrt{(D_e - d_1)^2 + d_1^2 - 2d_1(D_e - d_1)\cos 2\alpha}$ (9.275) $1/\rho_{A_e} = 2/d_1 - 2/D_e$; $1/\rho_{A_i} = 2/d_1 + 2/D_{ip}$ (9.276)
	*Profilul steluței evolventice* $\alpha_0 = 90° - 2\alpha$; (9.277) $r_0 = \overline{OO_1} = (D_e - d_1)/2$; (9.278) $r_b = r_0 \cos\alpha_{01} = \dfrac{D_e - d_1}{2}\sin 2\alpha$; (9.279) $\rho = \overline{TO_1} = r_b \operatorname{tg}\alpha_{01} = D_b \operatorname{tg}(90° - 2\alpha)/2$; (9.280) $R_{ip} = \dfrac{D_{ip}}{2} = \overline{TA_i} = \rho - \dfrac{d_1}{2} =$ $= \dfrac{D_e - d_1}{2}\cos 2\alpha - \dfrac{d_1}{2}$; (9.281) $1/\rho_{A_e} = 2/d_1 - 2/D_e$; $1/\rho_{A_i} = 2/d_1 + 2/D_{ip}$. (9.282)

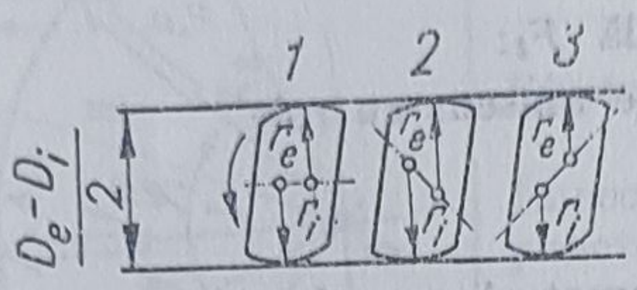
Tabelul 9.83 (continuare)

1	2
	$l/d_1 = [(D_e/d_1 - 1)\cos 2\alpha + 1]/2;$ $\alpha = \arccos \frac{2l/d_1 - 1}{D_e/d_1 - 1};$ (9.283) $l_1 = \frac{1}{2}(D_e - d_1)\sin 2\alpha;$ (9.284) $D_e = D_i + 2d_1; \quad D_i = D_e - 2d_1;$ $1/\rho_{A_e} = 2/d_1; \quad 1/\rho_{A_i} = 2/d_1 + 2/D_i.$ (9.285)
	$\alpha = \frac{1}{2}\arccos \frac{(D_e - d_1)^2 + (D_i + d_1)^2 - 4e^2}{2(D_e - d_1)(D_i + d_1)};$ (9.286) A. Pentru $\frac{\partial \alpha}{\partial d_1} = 0$ se obține: $\begin{cases} D_e = D_i + 2d_1; \\ \alpha = \arcsin \frac{e}{D_i + d_1}; \\ e = (D_i + d_1)\sin\alpha = (D_e - d_1)\sin\alpha \end{cases}$ (9.287) B. Pentru $\frac{\partial \alpha}{\partial D_i} = 0$ se obține: $\begin{cases} D_i = \sqrt{(D_e - d_1)^2 - 4e^2} - d_1; \\ D_i = (D_e - d_1)\cos 2\alpha - d_1; \\ \alpha = \frac{1}{2}\arcsin \frac{2e}{D_e - d_1}; \\ e = \frac{1}{2}(D_e - d_1)\sin 2\alpha \end{cases}$ (9.288) $1/\rho_{A_e} = 2/d_1 - 2/D_e; \quad 1/\rho_{A_i} = 2/d_1 + 2/D_i.$ (9.289) *Observație.* Dacă centrul cercului ce definește calea de rulare a inelului exterior se află pe dreapta A_iA_e în O_2, unghiul de blocare va fi α. În acest caz excentricitatea va fi e_1. Simplificat, ținînd seama de situațiile *A* și *B*, se poate scrie: A. $e_1 = \frac{1}{2}(D \pm 2d_1\cos\alpha)\operatorname{tg}\alpha;$ (9.290)

Tabelul 9.83 (continuare)

1	2
	B. $c_1 = \frac{1}{2}(D \pm 2d_1 \cos\alpha)\sin\alpha$, în care, pentru același diametru D_i, se va introduce $D = D_i \frac{\sin\varphi}{\sin(\alpha+\varphi)} + 2d_1\cos\alpha;\ \varphi = \frac{2\pi}{z}$ (9.292) În relațiile (9.290) și (9.291) semnul +, pentru schema *a* și semnul −, pentru schema *b*. În acest caz: $1/\rho_{A_e} = 2/d_1 - 2/D;\quad 1/\rho_{A_i} = 2/d_1 + 2/D_i.$ (9.293)
	$\alpha_i = \text{arctg}\frac{D_e \sin\gamma,}{D_e\cos\gamma - D_i}$, în care (9.294) $\gamma = \arccos\frac{(D_i/2+r_i)^2+(D_e/2-r_e)^2-c^2}{2(D_i/2+r_i)(D_e/2-r_e)}$; $(c = \overline{O_1O_2})$; $\begin{cases}\alpha_e = \alpha_i - \gamma;\\ \beta_i = \arcsin\left(\frac{D_e-2r_e}{2c}\sin\gamma\right.\\ \beta_e = \beta_i + \gamma\end{cases}$ (9.925) În timpul funcționării cuplajului, în urma deformării inelului exterior (mai rar a ambelor inele datorită montajului inelului interior pe arbore) unghiurile $\alpha_{i,e}$ și $\beta_{i,e}$ se modifică [20, 69]. Este necesar ca valoarea unghiului α_i să fie suficient de mare pentru ca unghiul α_e, chiar în cîmpul de toleranțe cel mai nefavorabil și ținînd seama și de deformațiile inelelor, să nu devină prea mic ($\alpha_e \geqslant 1 \ldots 2°$), în care caz ar putea să apară blocarea sau chiar bascularea corpurilor de blocare;
	$e = \frac{D_i}{2}\sin\alpha_i = \frac{D_e}{2}\sin\alpha_e$ (9.296) *Observație*. Razele r_i și r_e și unul din unghiurile α_i și α_e se pot alege liber [46]. De asemenea, din condiții constructive se poate alege unul din diametrele D_e și D_i, cel de-al doilea calculîndu-se din relația dată pentru α_i sau ambele, în acest caz calculîndu-se α_i.

Tabelul 9.83 (continuare)

1	2
	În funcție de relațiile care există între suma razelor r_i și r_e și a spațiului definit de căile de rulare se pot defini valori petrn unghiurile de blocare $\alpha_{i,e}$. Dacă spațiulu definit de relația $\frac{(D_e - D_i)}{2}$ crește (prin mărirea lui D_e sau micșorarea lui D_i), se obțin următoarele variații pentru unghiurile $\alpha_{i,e}$: 1) $r_i+r_e=(D_e-D_i)/2$, $\alpha_{i,e}$=const. 2) $r_i+r_e>(D_e-D_i)/2$, $\alpha_{i,e}$ crește; 3) $r_i+r_e<(D_e-D_i)/2$, $\alpha_{i,e}$ scade. (9.297)

$\alpha = 3 \ldots 4°$ (fără autoblocare); valori acceptate pentru toate schemele de calcul, pentru a se evita patinarea elementelor de blocare

Tabelul 9.84

Recomandări privind alegerea unor parametri la cuplajele unisens [25, 49]

Domeniul de folosire	Numărul de role, z	D_e/d_1	l_R/d_1
Strunguri automate	3–6	6–9	1,5–3
Variatoare cu impulsuri	5–8	5–6	2–4
Mașini și aparate de ridicat	4	8	1,25–1,5
Transmisia autovehiculelor	8–20	9–15	1,5–3
Biciclete	5	4,5–6	2
Demarorul autovehiculelor	4–5	4,5–6	1,25–1,5
Mandrine, pinole, bucșe extensibile, dornuri portfreză	3	6–8	1,5

Relațiile necesare pentru calculul de rezistență al cuplajelor unisens sînt date în tabelul 9.85; s-au luat în considerare următoarele ipoteze simplificatoare [20]:

— lungimea elementelor de blocare și lățimea inelelor sînt egale, dimensiunile acestora fiind mici, comparativ cu diametrele căilor de rulare;

— forțele normale — în punctele de contact — pe elementele de blocare și pe căile de rulare sînt rezultatele unor repartiții — de tip eliptic — a presiunilor pe suprafața de contact, fiind uniform distribuite pe lungimea acestei suprafețe;

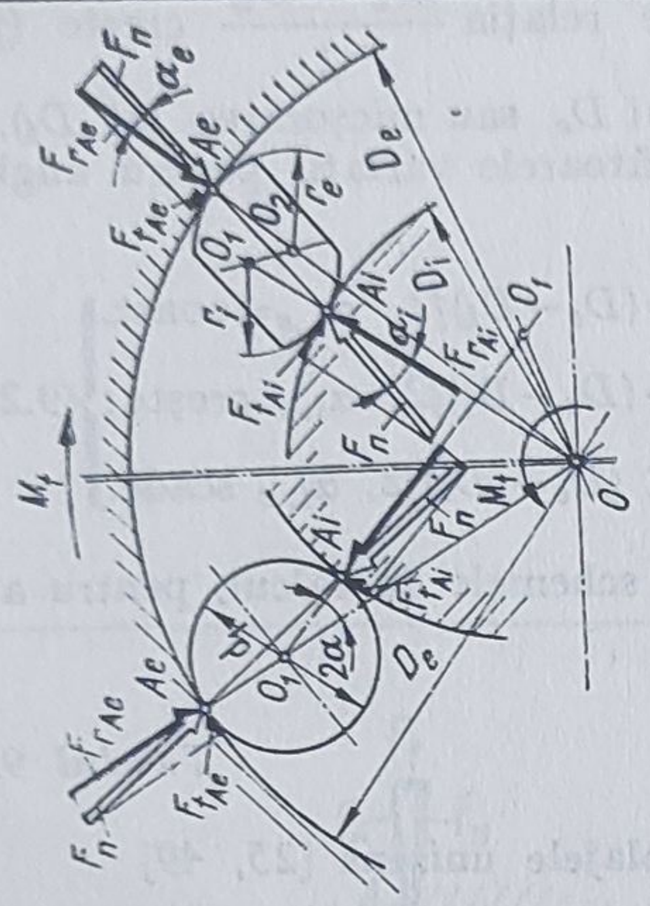
— elementele de blocare sînt echidistante, unghiul de dispunere fiind $\varphi = 2\pi/z = \text{const}$;

— la începutul blocării, toate corpurile de blocare se află în aceeași poziție față de căile de rulare, participînd simultan la transmiterea momentului.

Tabelul 9.85

Relații pentru calculul de rezistență a cuplajelor unisens [20. 25, 46, 49]

Schema de calcul	Relații de calcul
1	2



Forța tangențială F_t:

— pentru cuplaje unisens cu role

$$F_t = 2M_{tc}/D,$$

unde D este diametrul suprafeței cilindrice (în cazul prezentat în schema de calcul $D = D_e$);

— pentru cuplaje unisens cu corpuri de blocare

$$F_{t(Ai)} = 2M_{tc}/D_i; \quad F_{t(Ae)} = 2M_{tc}/D_e \qquad (9.298)$$

Forța normală $F_n = F_t \operatorname{tg} \lambda$;

F_n — limitată de rezistența la contact

Momentul de torsiune transmisibil M_t:

$$M_{t\,max} = \mu F_n D z/2; \quad M_{t\,min} = F_n D z \operatorname{tg} \alpha/2 \qquad (9.299)$$

Efortul unitar de contact σ_c:

Pentru cuplaje unisens cu role

$$\sigma_{c\,max} = 605 \sqrt{2M_{tc}/D \rho_{A_i} l_R z \operatorname{tg} \alpha} \leqslant \sigma_{ac}; \qquad (9.300)$$

$$\sigma_{c\,min} = \sigma_{c\,max} \sqrt{\rho_{A_i}/\rho_{A_c}}$$

Pentru cuplaje unisens cu corpuri de blocare

$$\sigma_{c\,max} = 605 \sqrt{2M_{tc}/D_i \rho_{A_e} l_R z \operatorname{tg} \alpha_i} \leqslant \sigma_{ac}; \qquad (9.301)$$

$$\sigma_{c\,min} = 605 \sqrt{2M_{tc}/D_e \rho_{A_e} l_R z \operatorname{tg} \alpha_e},$$

unde $\sigma_{ac} = \sigma_{aco}/\sqrt[6]{N_c/10^7}$; $\sigma_{aco} = (250 \ldots 370) HRC$; (9.302)

$$N_c = n_c k n_s T_s n_z T; \qquad (9.303)$$

$\sigma_{ac\,max} \approx 40\,000$ daN/cm² — pentru un număr mic de cuplări $N_c < 10^7$ (cazul cuplajelor unisens de blocare a mersului înapoi sau a celor de siguranță) [20];

$\sigma_{ac\,max} \approx 20\,000$ daN/cm² pentru un număr mare de cuplări ($N_c > 10^7$) [20]

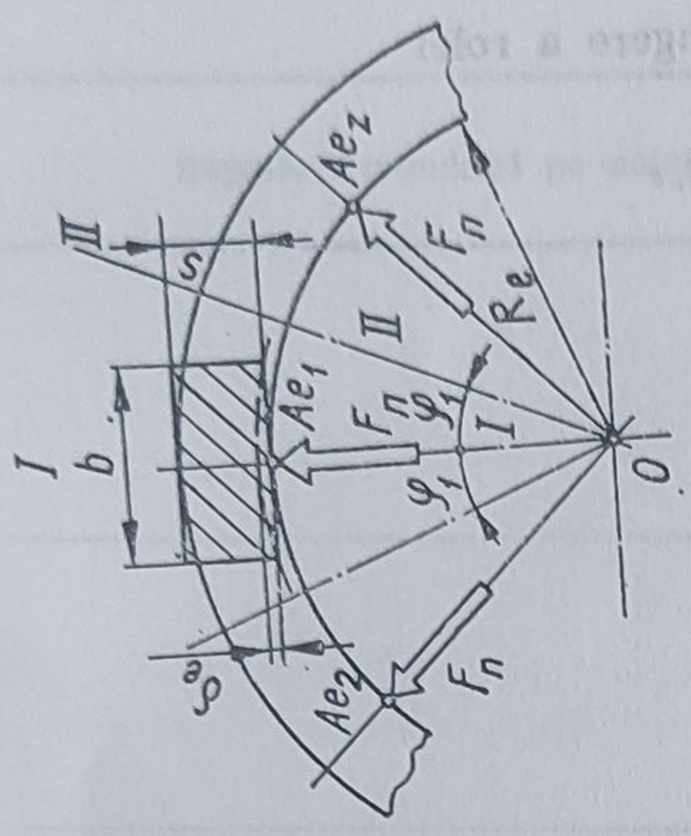
Aproximativ, σ_{ac} se poate alege din fig. A.9.5 [20]

Momentul de torsiune capabil, din condiția de rezistență la contact $M_{t\,cap}$:

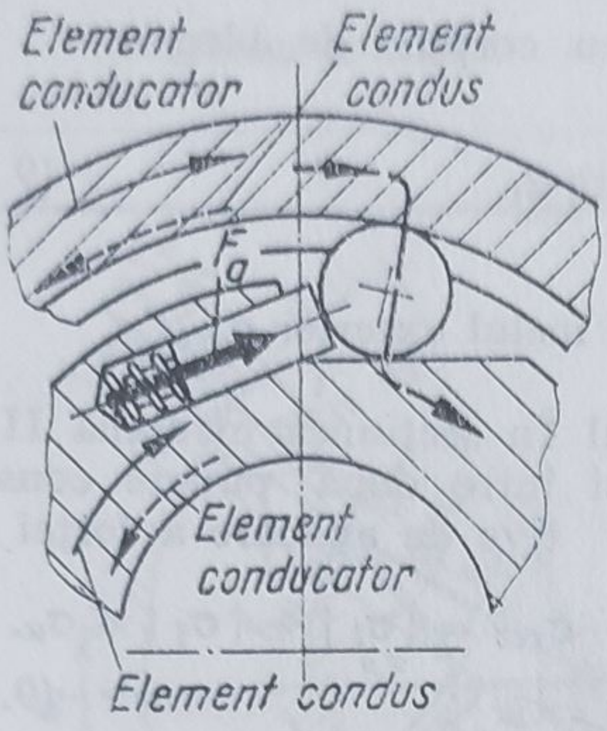
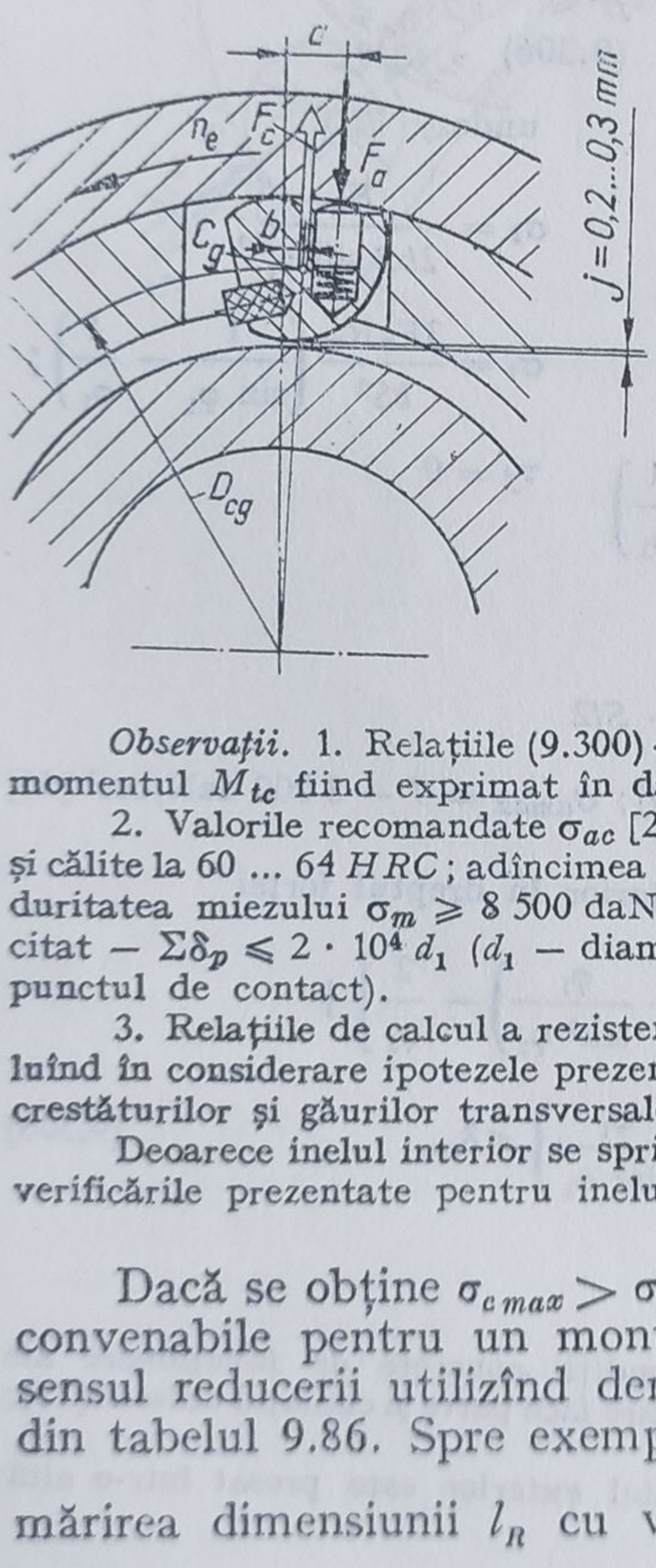
— pentru cuplaje unisens cu role

$$M_{t\,cap} = \left(\frac{\sigma_{ac}}{605}\right)^2 l_R z \frac{D}{2} \rho_{A_i} \operatorname{tg} \alpha; \qquad (9.304)$$

Tabelul 9.85 (continuare)

1	2
	– pentru cuplaje unisens cu corpuri de blocare $M_{t\,cap} = \left(\frac{\sigma_{ac}}{605}\right)^2 l_{Rz} \frac{D_i}{2} \rho_{A_i} \operatorname{tg} \alpha_i.$ (9.305) Efortul unitar echivalent în inelul exterior σ_{rez}: În secțiunea $I-I$ din dreptul punctului de aplicare a forței $\sigma_{rez} =$ $= \sqrt{(\lvert\sigma_t\rvert) + \lvert\sigma_i\rvert)^2 + (1{,}5\,\tau_f)^2} \leqslant$ $\leqslant \sigma_a,$ (9.306) unde: $\sigma_t = \frac{F_n \cot \varphi_1}{2bS};$ $\tau_f = \frac{F_n}{2bS};$ $\sigma_i = \frac{3F_n R_m}{bS^2}\left(\cot \varphi_1 - \frac{1}{\varphi_1}\right)$ În aceste relații: $\varphi_1 = \pi/z; \quad R_m = R_e + S/2$ $\sigma_a \approx 5\,000$ daN/cm² [20]; $\sigma_{amax} = 7 - 8\,000$ daN/cm² [46] Deformația inelului exterior în dreptul forței $\delta_e = \frac{F_n R_m^3}{4EJ}\left[\left(\operatorname{cotg} \varphi_1 + \frac{\varphi_1}{\sin^2 \varphi_1}\right) - \frac{2}{\varphi_1}\right] +$ $+ \frac{F_n R_m}{4EbS}\left(\operatorname{cotg}\ \varphi_1 + \frac{\varphi_1}{\sin^2 \varphi_1}\right) \leqslant \delta_{ea},$ (9.308) unde $J = \frac{bS^3}{12}$ δ_{ea} – se alege din condiții concrete de funcționare ale ansamblului din care face parte și cuplajul unisens [25]; $S = (0{,}5 \ldots 0{,}65)d_1$, inelul exterior este presat într-o altă piesă; $S = (0{,}8 \ldots 1{,}2)d_1$, inelul exterior un este montat într-o altă piesă [25].	În secțiunea mediană II–II între două puncte consecutive de aplicare a forței $\sigma_{rez} = \lvert\sigma_t\rvert + \lvert\sigma_i\rvert \leqslant \sigma_a,$ (9.307) unde: $\sigma_t = \frac{F_n}{2bS \sin \varphi_1};$ $\sigma_i = \frac{3F_n R_m}{bS^2}\left(\frac{1}{\sin \varphi_1} - \frac{1}{\varphi_1}\right);$ $\tau_f = 0$

Tabelul 9.85 (continuare)

1	2
	Forța pe arcul de împingere a rolei $F_a = \frac{G}{2g}(D_{e,i} \mp d_1)\,\mu\omega_{i,e}$
	Forța arcului la cuplajele cu decuplare centrifugală $F_a = 5,5 \cdot 10^{-3}\, n_e^3 D_{cg} \frac{G}{g} \cdot \frac{b}{a}$, unde D_{cg} este diametrul de dispunere a centrelor de greutate ale corpurilor de blocare.

Observații. 1. Relațiile (9.300) — (9.302) au fost stabilite considerînd $E = 2,1 \cdot 10^6$ daN/cm², momentul M_{tc} fiind exprimat în daN · cm, iar dimensiunile în cm.

2. Valorile recomandate σ_{ac} [20] sînt valabile doar în cazul utilizării oțelurilor cementate și călite la 60 ... 64 *HRC*; adîncimea stratului călit $\geqslant$ 1 mm, rugozitatea suprafețelor $R_a \leqslant 6$ μm, duritatea miezului $\sigma_m \geqslant 8\,500$ daN/cm², suma deformărilor plastice — în locul cel mai solicitat — $\Sigma\delta_p \leqslant 2 \cdot 10^4\, d_1$ (d_1 — diametrul rolei, respectiv raza dublă a corpului de blocare în punctul de contact).

3. Relațiile de calcul a rezistenței inelului exterior — (9.306) și (9.307) — au fost stabilite luînd în considerare ipotezele prezentate și neglijînd efectul forțelor tangențiale F_t și a tuturor crestăturilor și găurilor transversale din inelul cuplajului.

Deoarece inelul interior se sprijină — de cele mai multe ori — pe arbore, nu se efectuează verificările prezentate pentru inelul exterior.

Dacă se obține $\sigma_{c\,max} > \sigma_{ac}$ se pot stabili [46] modificările constructive — convenabile pentru un montaj impus — care pot influența valoarea σ_c în sensul reducerii utilizînd derivatele parțiale ale relației (9.300) sau (9.301) din tabelul 9.86. Spre exemplificare, se observă că $\sigma_{c\,max}$ se micșorează prin mărirea dimensiunii l_R cu valoarea $\partial\sigma_{c\,max} = \frac{\partial l_R}{2l_R}\sigma_{c\,max}$, adică prin mărirea lungimii l_R cu $\partial l_R = 0,1$ cm, $\sigma_{c\,max}$ se micșorează cu valoarea $\partial\sigma_{c\,max} = \frac{0,1}{2l_R}\sigma_{c\,max}$.

Tabelul 9.86

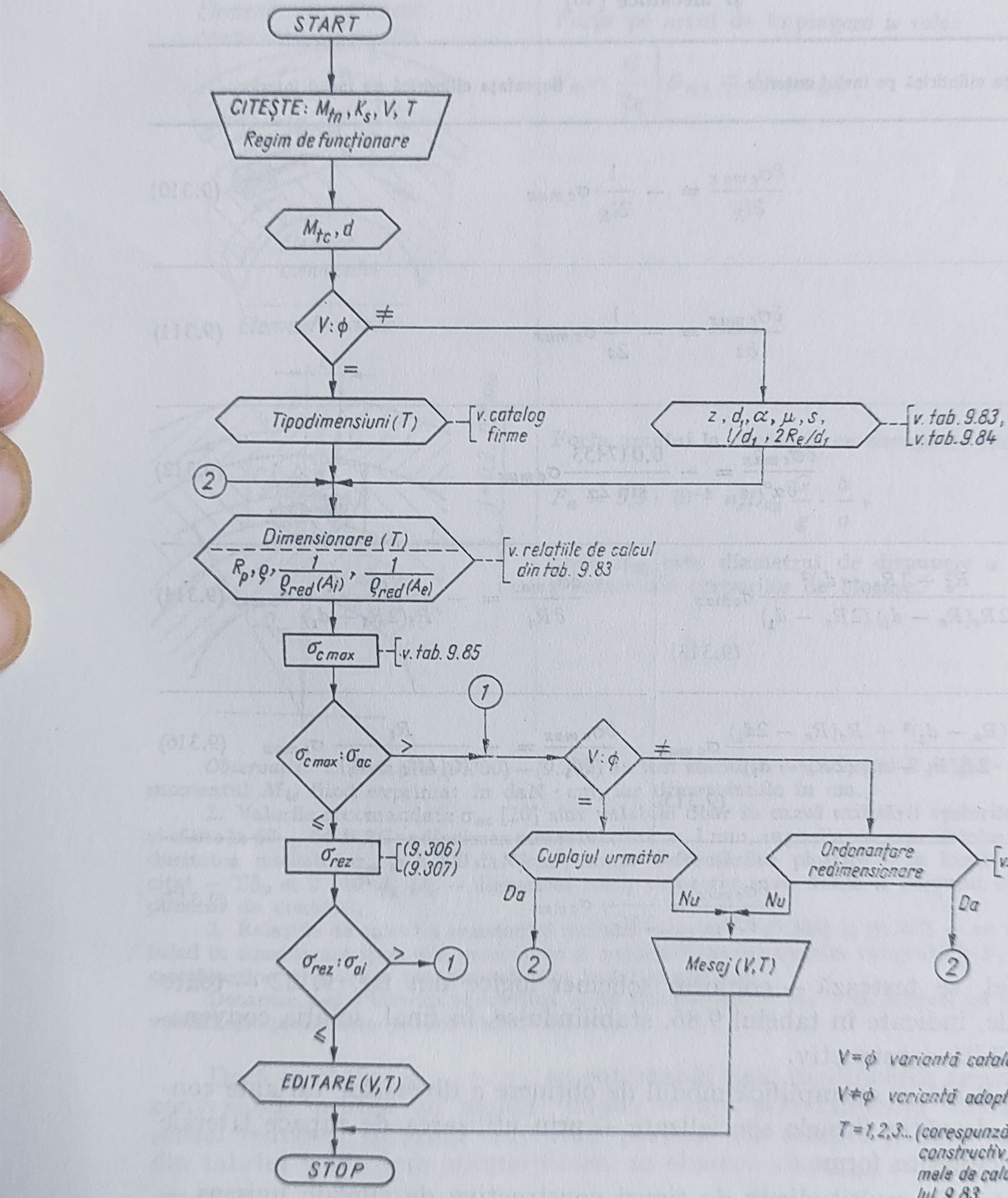
Derivatele parțiale ale relației (9.300) și (9.301) după diferite dimensiuni constructive și mecanice [46]

Suprafața cilindrică pe inelul exterior	Suprafața cilindrică pe inelul interior
$\frac{\partial \sigma_{c\,max}}{\partial l_R} = -\frac{1}{2l_R}\sigma_{c\,max}$ (9.310)	
$\frac{\partial \sigma_{c\,max}}{\partial z} = -\frac{1}{2z}\sigma_{c\,max}$ (9.311)	
$\frac{\partial \sigma_{c\,max}}{\partial \alpha^\circ} = -\frac{0{,}017453}{\sin 2\alpha}\sigma_{c\,max}$ (9.312)	
$\frac{\partial \sigma_{c\,max}}{\partial R_e} = -\frac{R_e^2 + (R_e - d_1)^2}{2R_e(R_e - d_1)(2R_e - d_1)}\sigma_{c\,max}$ (9.313)	$\frac{\partial \sigma_{c\,max}}{\partial R_i} = -\frac{R_i + d_1}{R_i(2R_i + d_1)}\sigma_{c\,max}$ (9.314)
$\frac{\partial \sigma_{c\,max}}{\partial d_1} = -\frac{(R_e - d_1)^2 + R_e(R_e - 2d_1)}{2d_1(R_e - d_1)(2R_e - d_1)}\sigma_{c\,max}$ (9.315)	$\frac{\partial \sigma_{c\,max}}{\partial d_1} = -\frac{R_i}{R_i(2R_i + d_1)}\sigma_{c\,max}$ (9.316)
$\frac{\partial \sigma_{c\,max}}{\partial M_{tc}} = \frac{1}{2M_{tc}}\sigma_{c\,max}$ (9.317)	

În acest fel, se testează — conform schemei logice din fig. 9.122 — toate posibilitățile, indicate în tabelul 9.86, stabilindu-se, în final, soluția convenabilă și posibilă constructiv.

În fig. 9.123 se exemplifică modul de obținere a diverselor variante constructive — de către firmele specializate — prin utilizarea de capace laterale (flanșe) de diferite forme.

O parte din multitudinea de tipuri constructive de cuplaje unisens — produse de firmele specializate — sînt prezentate în fig. 9.124—9.128, în tabelele 9.87—9.90 fiind date dimensiunile principale ale cuplajelor unisens prezentate.



V=ϕ variantă catalog

V≠ϕ variantă adoptată

T=1, 2, 3... (corespunzător tipului constructiv) vezi schemele de calcul din tabelul 9.83

Fig. 9.122. Schema logică pentru calculul cuplajelor unisens.

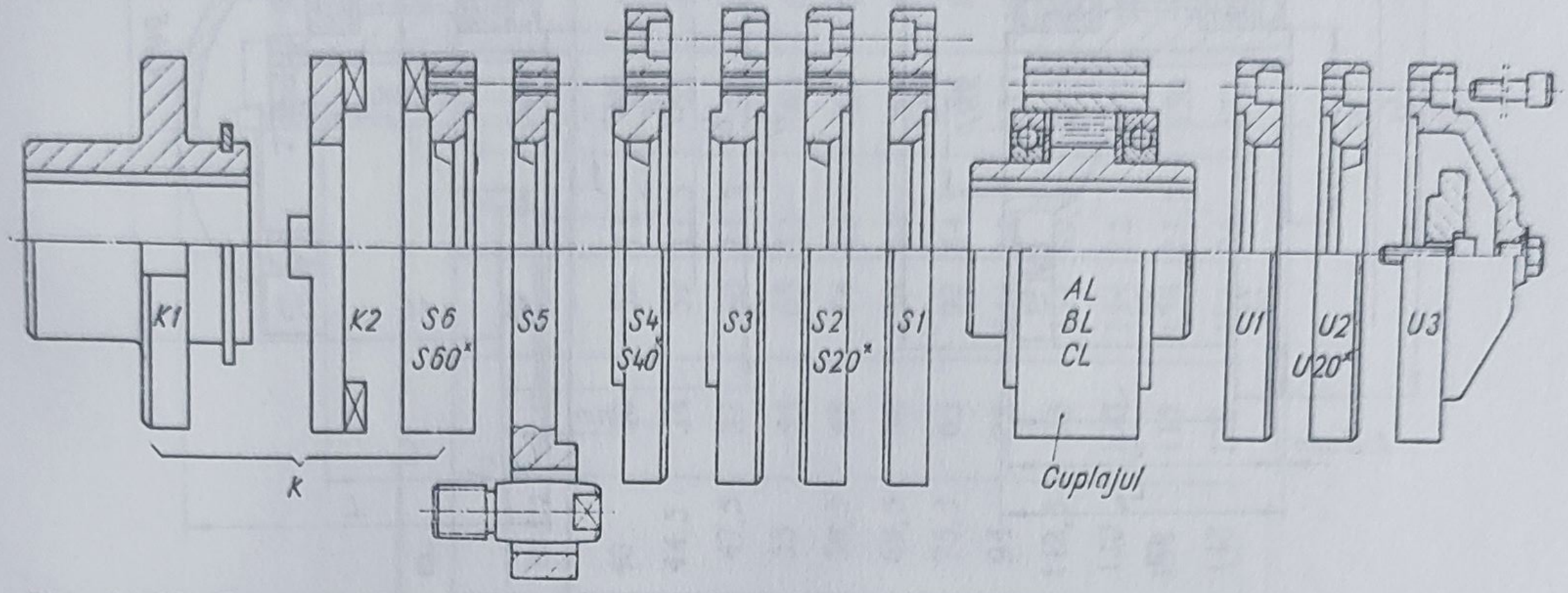


Fig. 9.123. Exemplificarea modului de obținere a diverselor variante constructive de cuplaje unisens — cu lagăre proprii — prin utilizarea capacelor laterale de diferite forme [110].

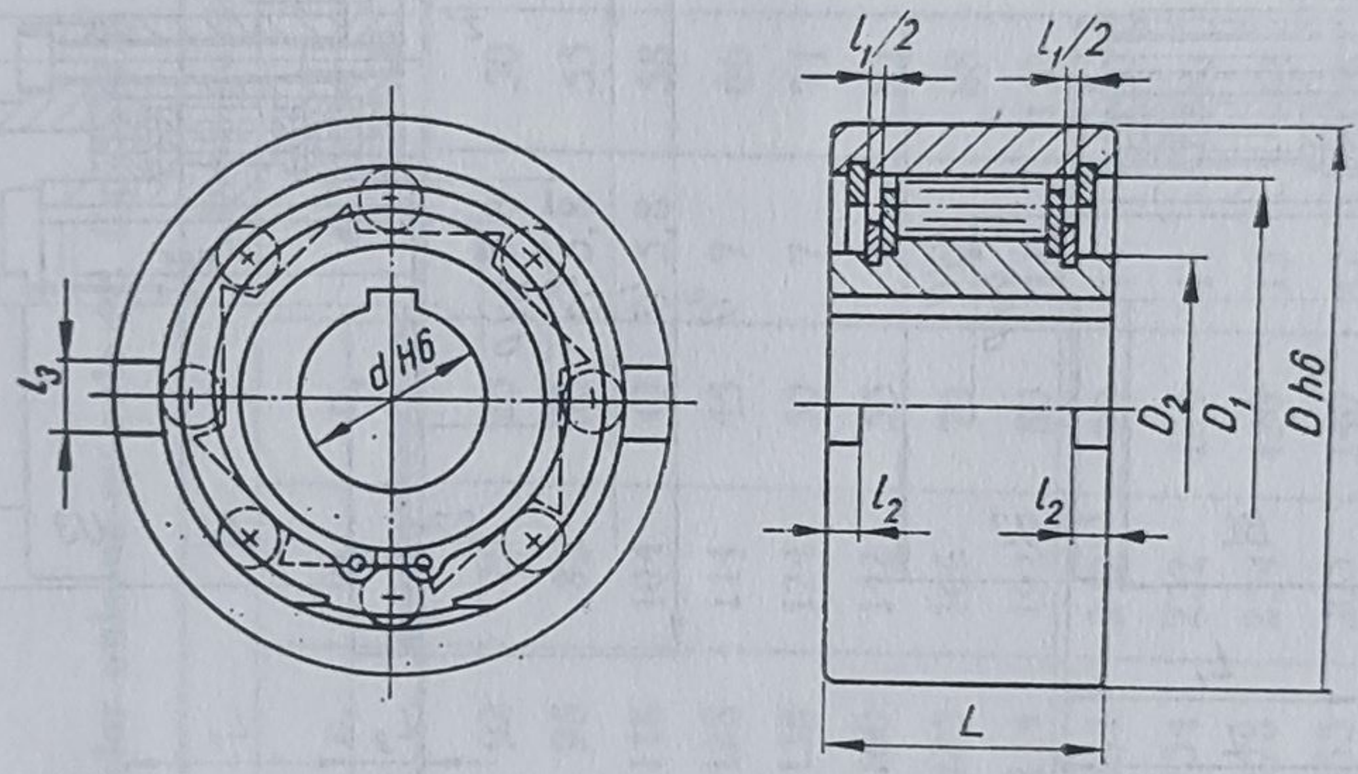


Fig. 9.124. Cuplaj unisens deschis, fără lagăre proprii, de tip AE [110].

Tabelul 9.87

Parametrii cuplajelor unisens de tip AE (v. fig. 9.124) [110]

Tipodimensiunea cuplajului	M_t*, daN · m	Turația rot/min**		Dimensiuni, mm							
		$n_{t\,max}$	$n_{e\,max}$	dH6	Dh6	D_1	D_2	L	l_1	l_2	l_3
AE 15	3,00	2 300	5 600	15	47	37	26	30	3	3,5	7
AE 20	8,50	2 000	4 800	20	62	50	35	34	3	3,5	8
AE 25	12,40	1 700	4 000	25	80	68	45	37	4	4	9
AE 30	23,00	1 500	3 400	30	90	75	50	44	4	5	12
AE 35	29,00	1 300	2 800	35	100	80	55	48	4	6	13
AE 40	49.00	1 200	2 500	40	110	90	60	56	4	7	15
AE 45	67,00	1 050	2 200	45	120	95	65	56	4	7	16
AE 50	110,00	950	2 050	50	130	110	78	63	5	8	17
AE 55	125,00	850	1 950	55	140	115	82	67	5	9	18
AE 60	180,00	800	1 800	60	150	125	90	78	7	9	18
AE 70	265,00	650	1 700	70	170	140	100	95	11	9	20
AE 80	400,00	500	1 500	80	190	160	115	100	15	9	20
AE 90	750,00	400	1 300	90	215	180	132	115	6	11	24
AE 100	950,00	350	1 150	100	260	210	158	120	6	13	28

* La suprasarcini de scurtă durată momentul poate fi majorat de 2,5 ori.

** Turațiile maxime sînt date pentru ungere cu ulei. Pentru cuplajele care au ungere și sînt etanșate, turația este de 65% n_{max}; pentru cazul ungerii cu unsoare consistentă 50% n_{max}

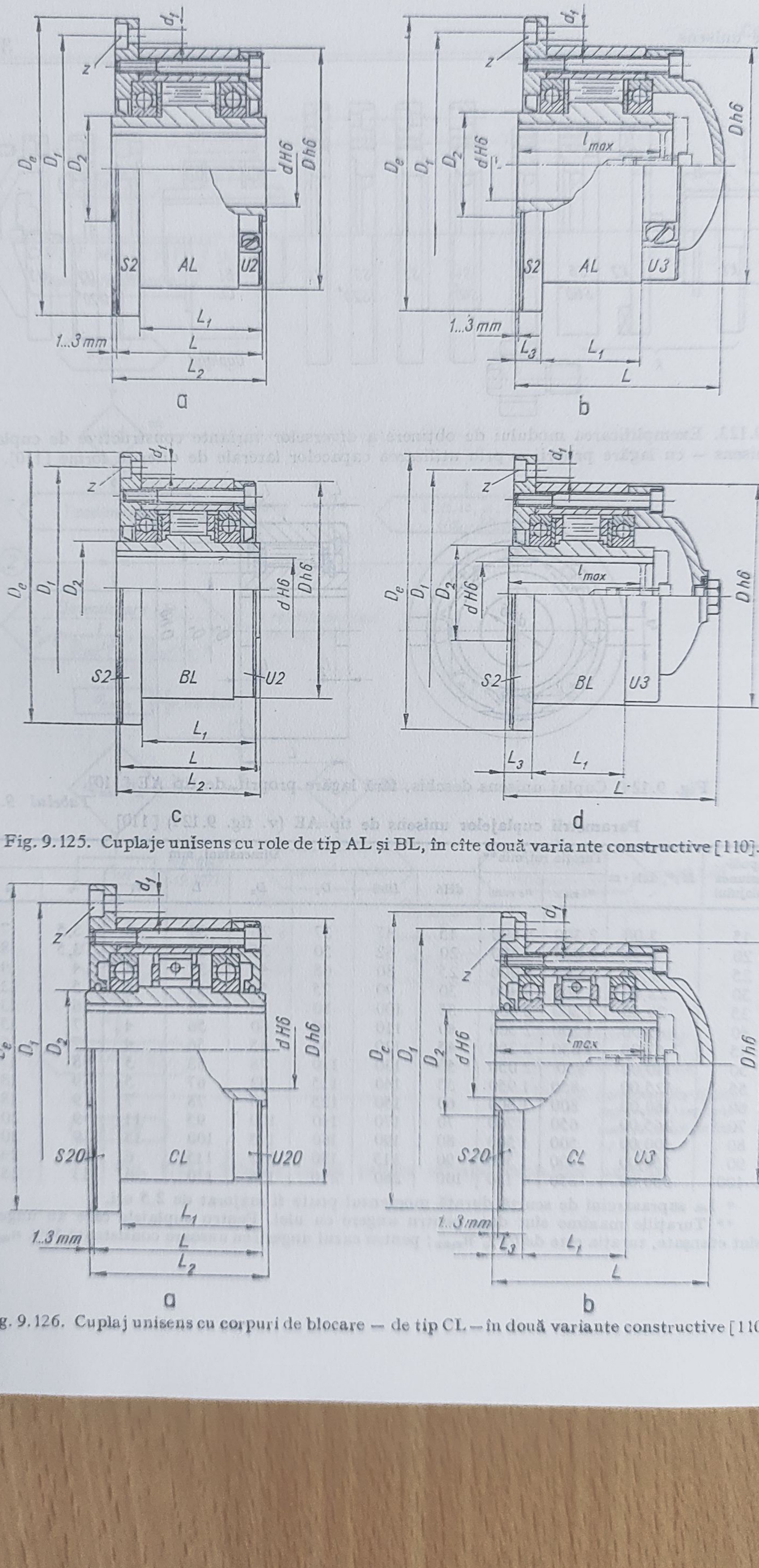


Fig. 9.125. Cuplaje unisens cu role de tip AL și BL, în cîte două variante constructive [110].

Fig. 9.126. Cuplaj unisens cu corpuri de blocare — de tip CL — în două variante constructive [110].

Tabelul 9.88

Caracteristicile cuplajelor unisens cu role (v. fig. 9.125) [110]

Tipodimensiunea cuplajului	M_t, *) daN·m	Turația rot/min**		Dimensiunile, mm														
		tip AL	tip BL	d H6	D h6	D_e	D_1	D_2	d_1	L		L_1		L_2	L_3	l_{max}	z
										S2-U2	S2-U3	S2-U2	S2-U3				
AL 15.S2-U2/3	2,5	2 800	6 000	15	68	92	78	25	5,8	50	75	40	30	52	11	48	3
AL 20.S2-U2/3	5,0	2 400	5 200	20	75	98	85	30	5,8	55	80	44,5	34	57	11,5	53	4
AL 25.S2-U2/5	8,0	2 000	4 200	25	90	118	104	40	5,8	58	85	47,5	37	60	11,5	55	6
AL 30.S2-U2/3	13	1 800	3 800	30	100	128	114	45	7	66	93	55	44	68	12	63	6
AL 35.S2-U2/3	20	1 650	3 600	35	110	138	124	50	7	71	98	59,5	48	74	13	69	6
AL 40.S2-U2/3	27	1 500	3 200	40	125	160	142	55	9	83	112	69,5	56	86	15	80	6
AL 50.S2-U2/3	61	1 200	2 600	50	150	185	166	70	9	88	121	75,5	63	92	14,5	86	8
AL 60.S2-U2/3	110	1 100	2 300	60	170	214	192	80	11	110	147	94	78	114	18	107	10
AL 70.S2-U2/3	164	950	2 000	70	190	234	212	90	11	130	167	112,5	95	134	19,5	127	10
AL 80.S2-U2/3	260	850	1 800	80	210	254	232	105	11	140	177	120	100	144	22	137	10
AL 90.S2-U2/3	400	750	1 600	90	230	278	254	120	13	153	194	134	115	158	21,5	150	10
AL 100.S2-U2/3	530	650	1 350	100	270	335	305	140	17	176	221	148	120	182	31	172	10

*) La suprasarcini de scurtă durată, momentul poate fi majorat de 2,5 ori
**) V. indicațiile din tabelul 9.87.

Tabelul 9.89

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajelor unisens, cu role (v. fig. 9.126) [110]

Tipodimensiunea cuplajului	M_t*), daN·m	Turația, rot/min **)			Dimensiunile, mm													
		Inel interior, $n_{i\,max}$	Inel exterior		d^{H6}	D^{h6}	D_e	D_1	D_2	d_1	L		L_1		L_2	L_3	l_{max}	z
			$n_{e\,min}$	$n_{e\,max}$							S20-U20	S20-U3	S20-U20	S20-U3				
CLK 15.S20-U20/3	4	850	1300	8000	15	68	92	78	25	5,5	50	75	40	30	52	11	48	3
CLKM 15.S20-U20/3	7,5	1000	1600	8000	15	68	92	78	25	5,5	50	75	40	30	52	11	48	3
CLK 20.S20-U20/3	6	850	1300	6000	20	75	98	85	30	5,5	55	80	44,5	34	57	11,5	53	4
CLKM 20.S20-U20/3	12	1000	1500	6000	20	75	98	85	30	5,5	55	80	44,5	34	57	11,5	53	4
CLK 30.S20-U20/3	14	750	1150	5000	30	100	128	114	45	7	66	93	55	44	68	12	63	6
CLKM 30.S20-U20/3	26	800	1250	5000	30	100	128	114	45	7	66	93	55	44	68	12	63	6
CL 40.S20-U20/3	25	440	670	4500	40	125	160	142	55	9	83	102	69,5	56	86	15	80	6
CLM 40.S20-U20/3	37	440	670	4500	40	125	160	142	55	9	83	102	69,5	56	86	15	80	6
CL 50.S20-U20/3	41	410	630	3600	50	150	185	166	70	9	88	110	75,5	63	92	14,5	86	8
CLM 50.S20-U20/3	72	410	630	3600	50	150	185	166	70	9	88	110	75,5	63	92	14,5	86	8
CL 60.S20-U20/3	97	440	680	3100	60	170	214	192	80	11	110	136	94	78	114	18	107	10
CLM 60.S20-U20/3	145	440	680	3100	60	170	214	192	80	11	110	136	94	78	114	18	107	10
CL 70.S20-U20/3	158	380	590	2800	70	190	234	212	90	11	130	157	112,5	95	134	19,5	127	10
CLM 70.S20-U20/3	278	380	590	2800	70	190	234	212	90	11	130	157	112,5	95	134	19,5	127	10
CL 80.S20-U20/3	245	370	580	2300	80	210	254	232	105	11	140	166	120	100	144	22	137	10
CLM 80.S20-U20/3	388	370	580	2300	80	210	254	232	105	11	140	166	120	100	144	22	137	10
CL 90.S20-U20/3	305	360	560	2000	90	230	278	254	120	13	153	183	134	115	158	21,5	150	10
CLM 90.S20-U20/3	515	360	560	2000	90	230	278	254	120	13	153	183	134	115	158	21,5	150	10

*) La suprasarcini de scurtă durată, momentul poate fi majorat de 2,5 ori.

**) $n_{i\,max}$ — nu poate să depășească 65% din turația $n_{e\,min}$, $n_{e\,min}$ — turația minimă la care există siguranța că corpurile centrifugale se desprind de pe inelul interior (nu sînt recomandate depășirile acestor limite); $n_{e\,max}$ — turația maximă a inelului exterior (se stabilește în general în funcție de materialul unguent).

Tabelul 9.90

Parametrii cuplajelor unisens, cu corpuri de blocare (v. fig. 9.127) [110]

Tipodimensiunea cuplajului	M_t, *) daN·m	Turația inelului exterior n_c, rot/min	Dimensiunile, mm														
			d^{H6}		D	D_e	D_1	D_2	D_3	D_4^{H7}	d_1	d_2	L	L_0	L_1	L_2	L_3	L_4	z
			nominal	min ... max**)															
CR 20-15	15	900	20	15...28	108	116	80	95	45	70	7	28	66	79	37,5	25	12	3,5	6
CR 20-25	25	900	20	15...28	108	116	80	95	45	70	7	28	66	79	37,5	25	12	3,5	6
CR 25—7,5	7,5	900	25	—	108	116	80	95	45	70	7	28	66	79	37,5	25	12	3,5	6
CR 25—25	25	900	25	—	108	116	80	95	45	70	7	28	66	79	37,5	25	12	3,5	6
CR 30-11	11	820	30	30...38	125	133	100	112	70	90	7	40	71	84	37,5	30	12	3,5	8
CR 30-22	22	820	30	30...38	125	133	100	112	70	90	7	40	71	84	37,5	30	12	3,5	8
CR 40-11	11	820	40	—	125	133	100	112	70	90	7	40	71	84	37,5	30	12	3,5	8
CR 40-22	22	820	40	—	125	133	100	112	70	90	7	40	71	84	37,5	30	12	3,5	8
CR 50-21	21	750	50	42...55	155	165	120	142	90	100	9	55	80	95	41,5	35	15	3,5	8
CR 50-42	42	750	50	42...55	155	165	120	142	90	100	9	55	80	95	41,5	35	15	3,5	8
CR 60-44	44	670	60	56...68	185	195	140	172	105	120	9	70	90	110	41	45	15	4	10
CR 60-88	88	670	60	56...68	185	195	140	172	105	120	9	70	90	110	41	45	15	4	10
CR 70-44	44	670	70	—	185	195	140	172	105	120	9	70	90	110	41	45	15	4	10
CR 70-88	88	670	70	—	185	195	140	172	105	120	9	70	90	110	41	45	15	4	10
CR 80-75	75	620	80	72...88	218	228	160	205	130	140	9	90	100	120	41,5	54	15	4,5	12
CR 80-150	150	620	80	72...88	218	228	160	205	130	140	9	90	100	120	41,5	54	15	4,5	12
CR 90-75	75	620	90	—	218	228	160	205	130	140	9	90	100	120	41,5	54	15	4,5	12
CR 90-150	150	620	90	—	218	228	160	205	130	140	9	90	100	120	41,5	54	15	4,5	12

*) La suprasarcini de scurtă durată, momentul poate fi majorat de 2,5 ori
**) Se execută, la comandă, între limitele indicate

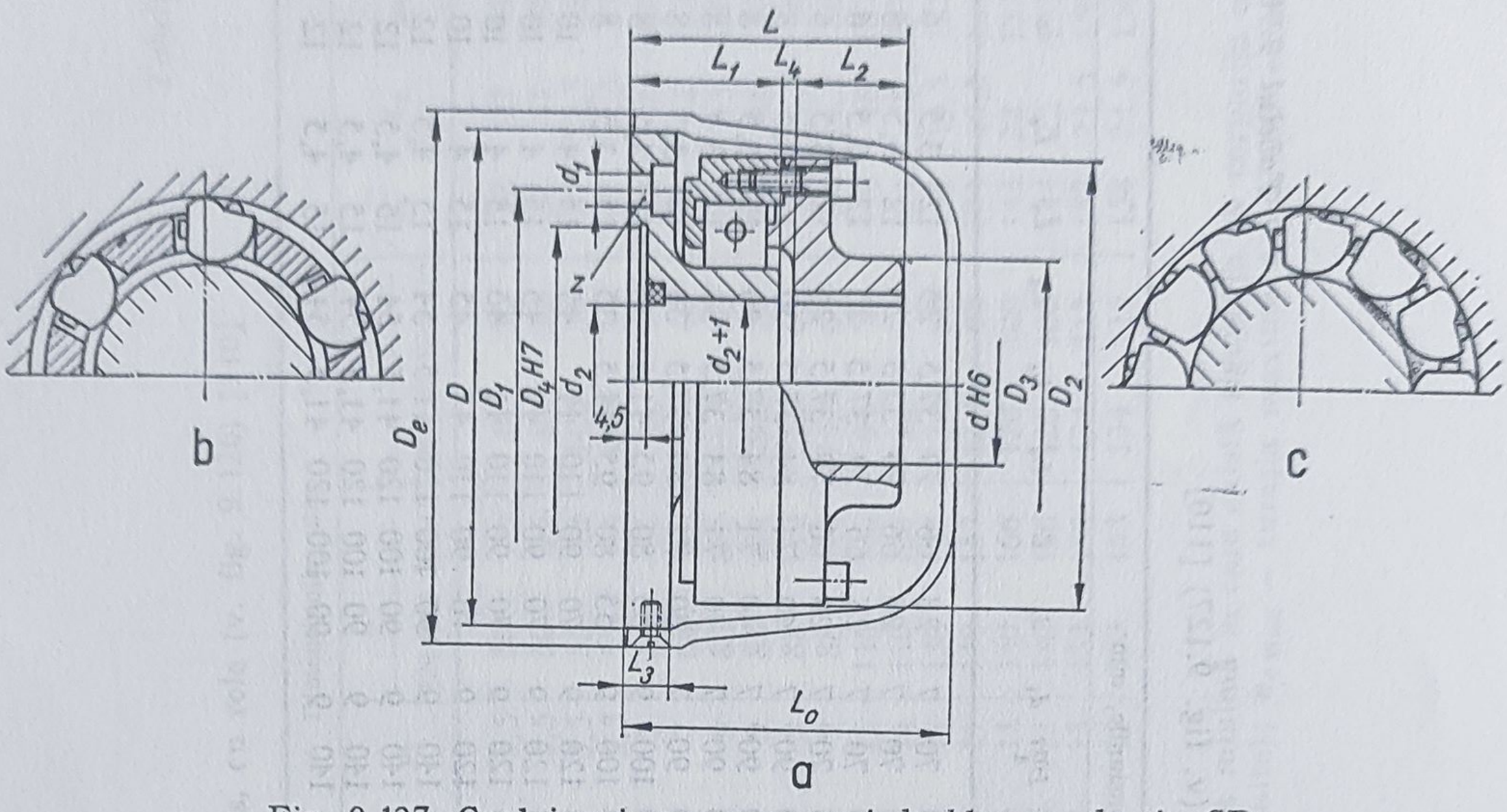


Fig. 9.127. Cuplaj unisens cu corpuri de blocare, de tip CR:
a — cuplajul propriu-zis; *b*, *c* — variante de montare a corpurilor de blocare [110].

Cuplajele unisens sînt utilizate în diverse domenii ale construcției de mașini, în fig. 9.128—9.132 fiind prezentate cîteva din utilizările tipice ale acestor cuplaje.

9.8. Cuplaje combinate

Cuplajul combinat se obține prin legarea — într-un anumit mod — a două sau mai multe cuplaje simple; aceasta, pentru a putea îndeplini — în mod corespunzător — rolul funcțional complex impus de dezvoltarea actuală a construcției de mașini.

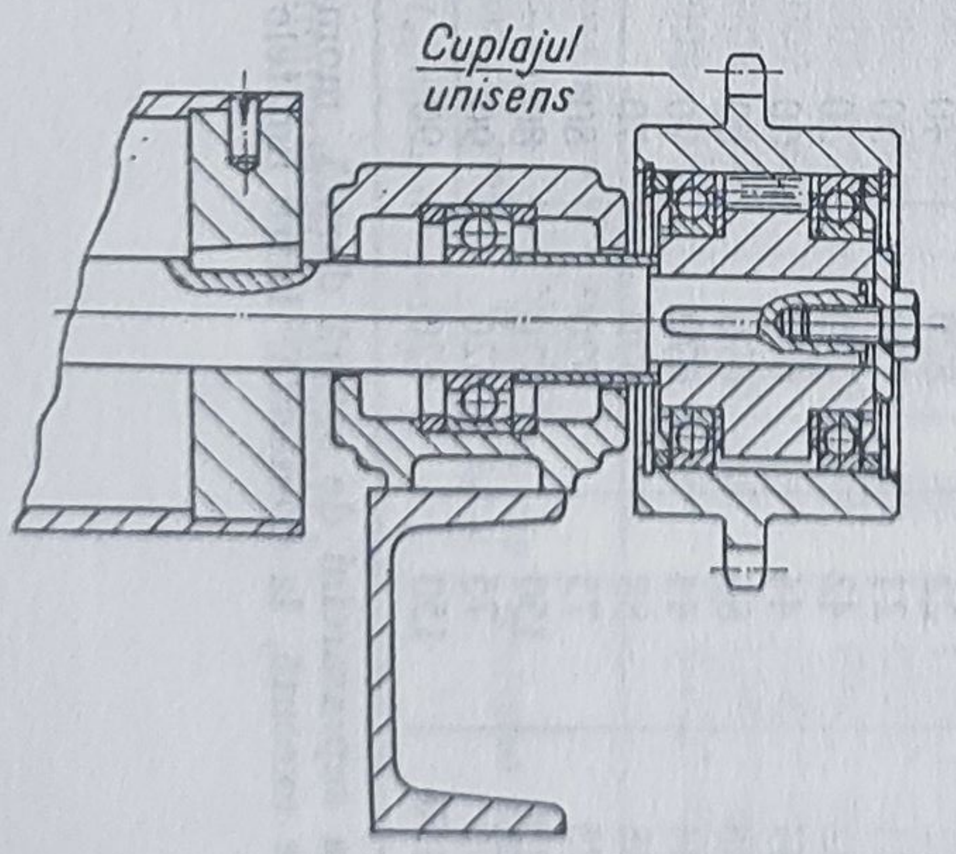


Fig. 9.128. Cuplaj unisens utilizat la acționarea rolei unei benzi de transportat, roata de lanț putîndu-se adapta unei viteze mai mari a transportorului [110].

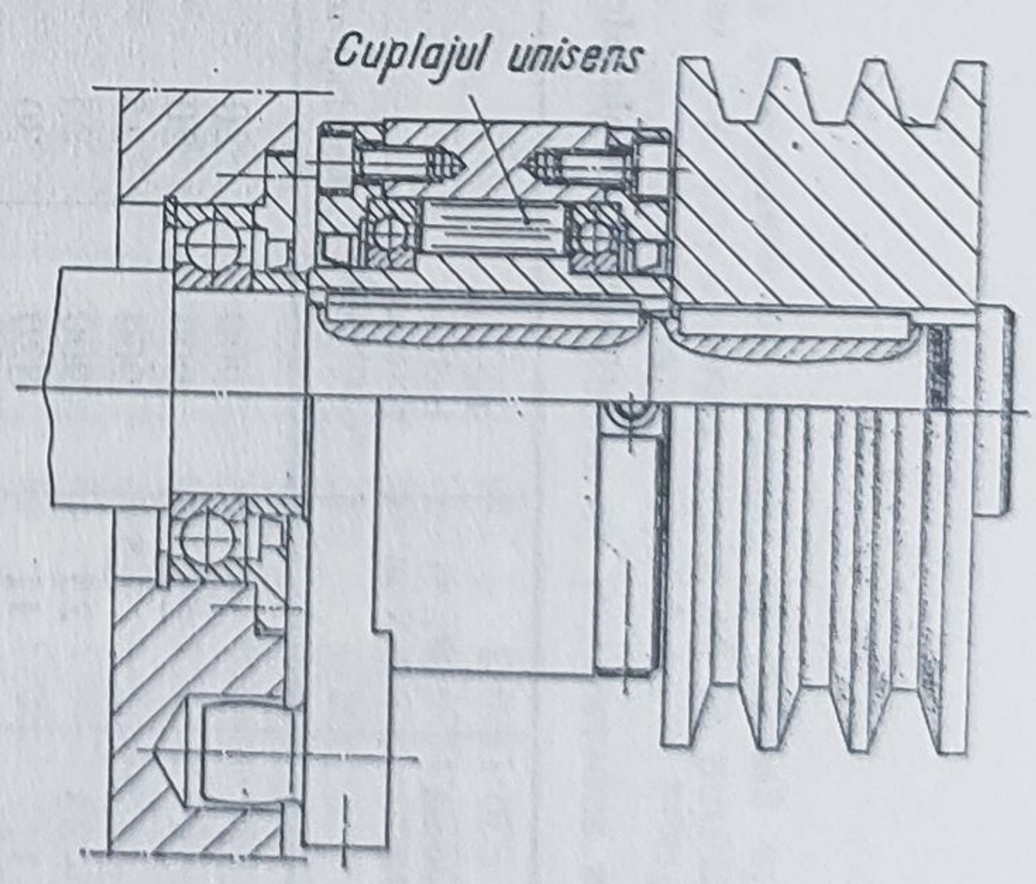


Fig. 9.129. Cuplaj unisens utilizat la blocarea mersului înapoi [89].

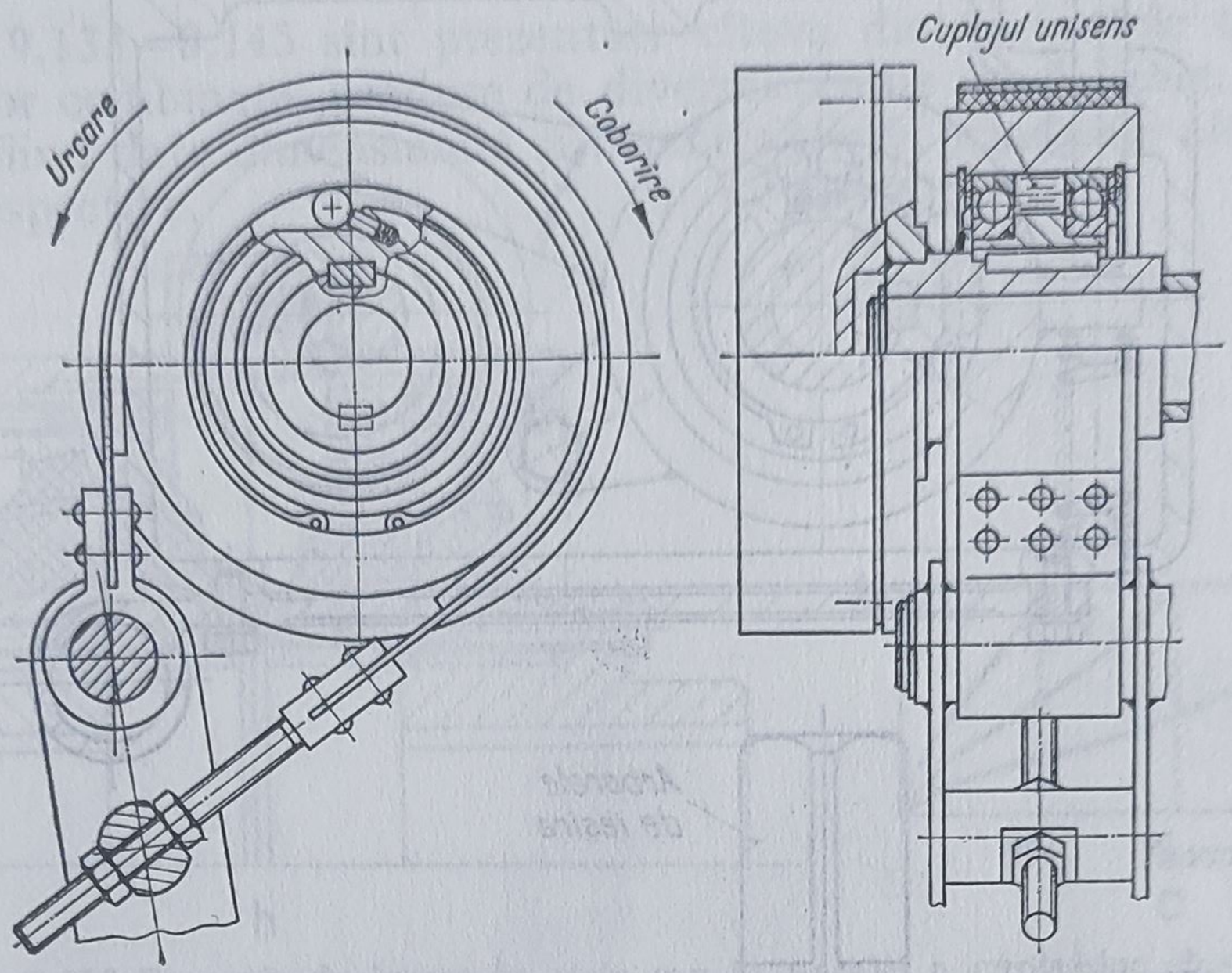


Fig. 9.130. Cuplaj unisens utilizat pentru blocarea coborîrii greutății la o macara, care se obține prin deblocarea frînei cablului [110].

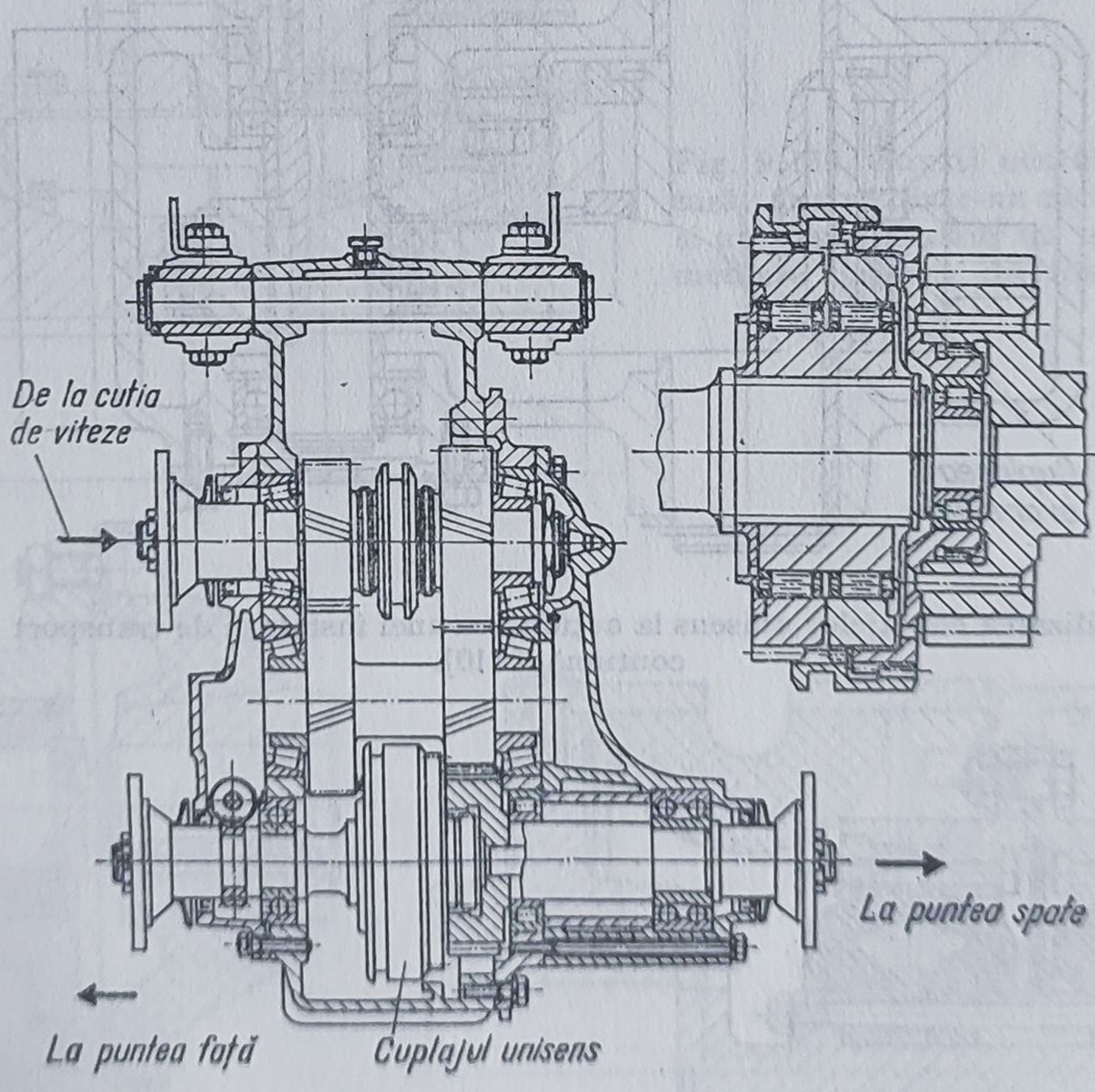


Fig. 9.131. Cuplaj unisens întrebuințat într-o cutie de distribuție pentru cuplarea automată a punții din față a unui autocamion *Daimler-Benz* [46].

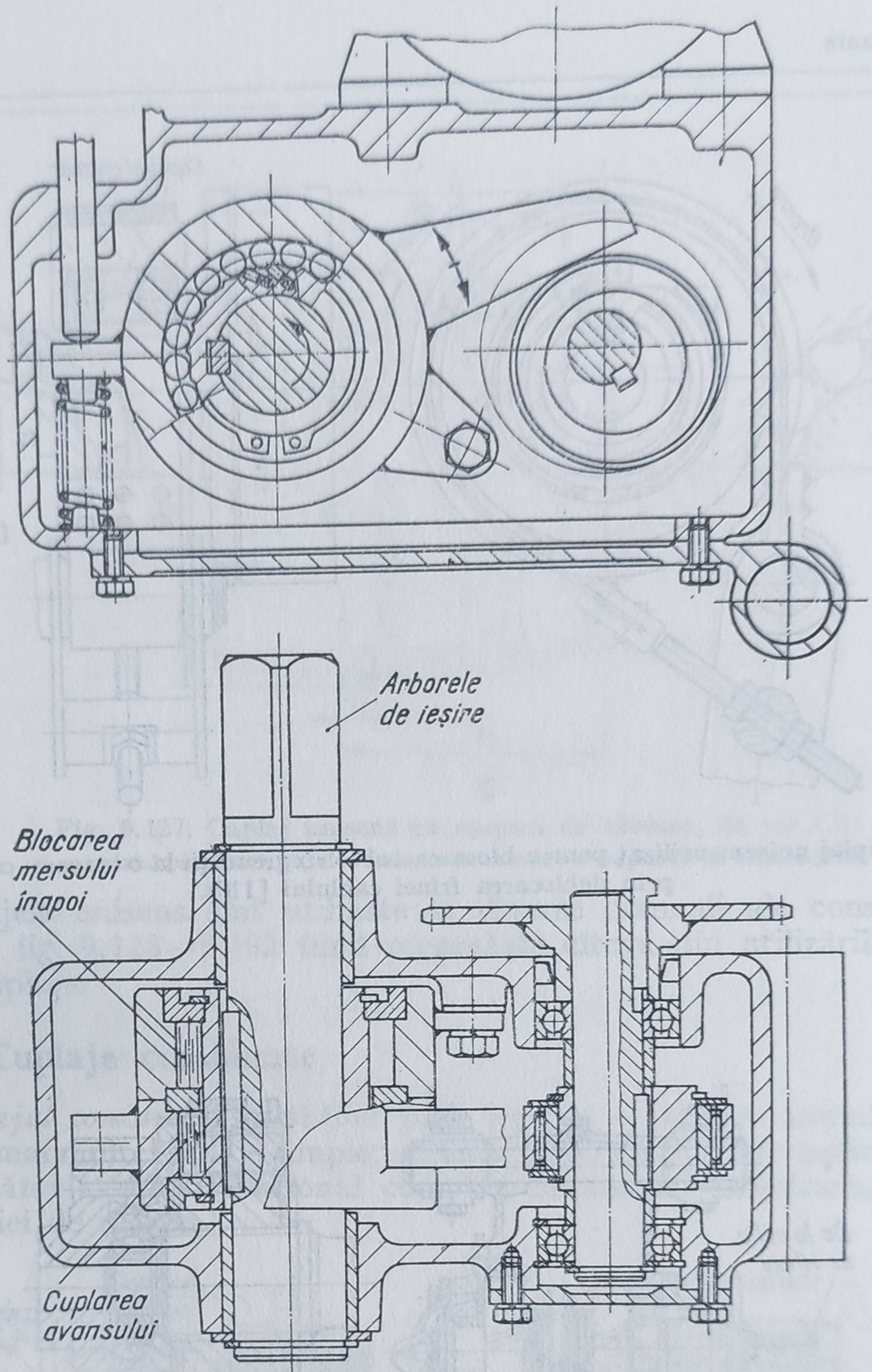


Fig. 9.132. Utilizarea cuplajelor unisens la acționarea unei instalații de transport cu funcționare continuă [110].

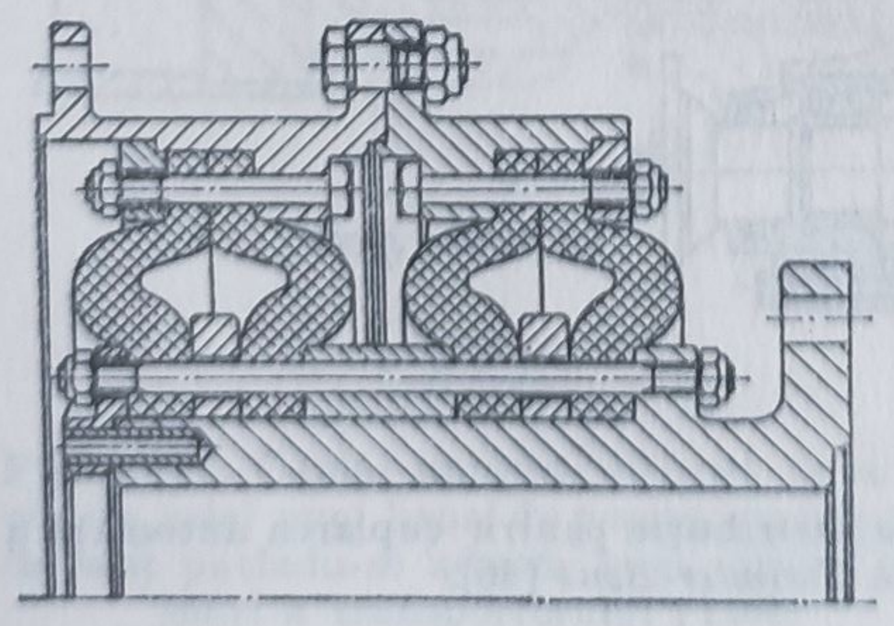


Fig. 9.133. Exemple de legare în serie sau în parale a cuplajelor elastice:
a — două cuplaje *Vulkan-EZ*, legate în paralel [118];

În fig. 9.133—9.145 sînt prezentate cîteva din variantele constructive ale cuplajelor combinate, produse de diversele firme specializate, în tabelele 9.91—9.92 fiind date dimensiunile și caracteristicile principale ale unora din cuplajele respective.

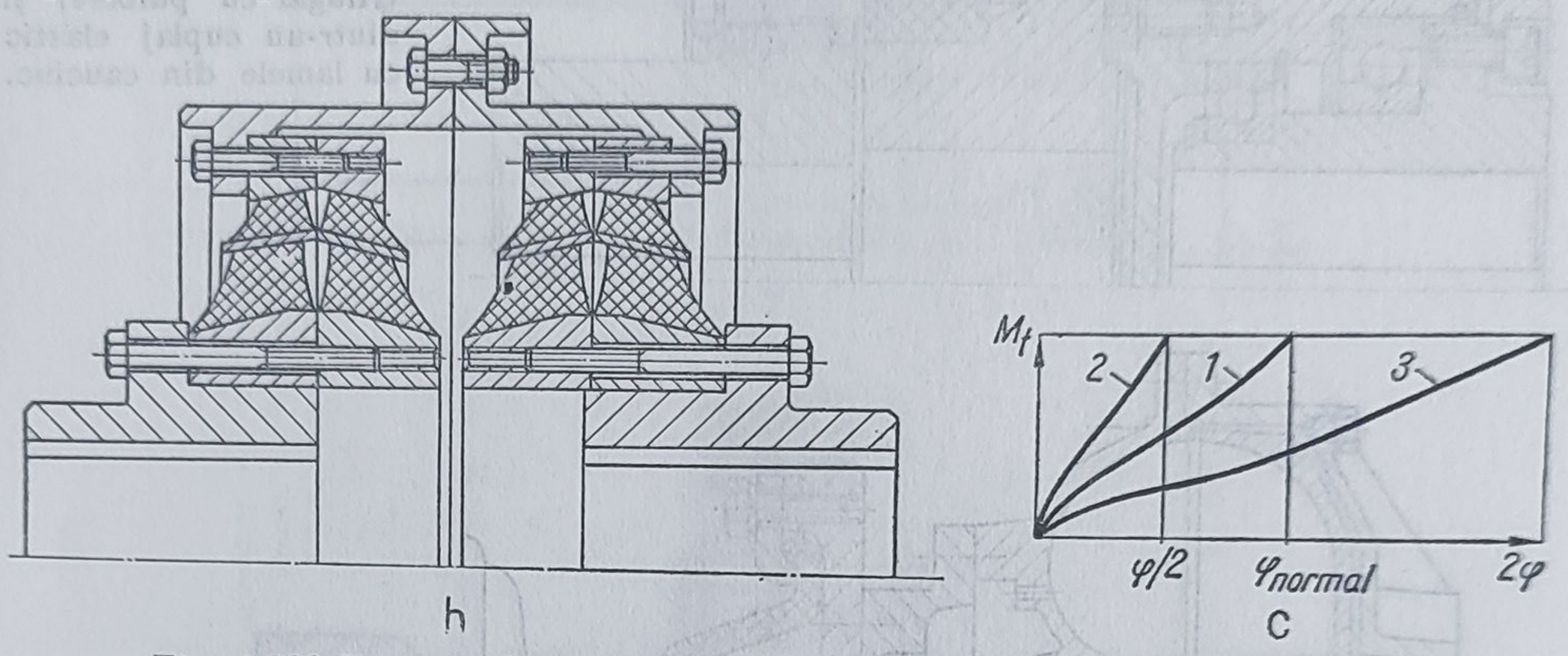


Fig. 9.133 Exemple de legare în serie sau în paralel a cuplajelor elastice:
b — două cuplaje de tip *Spiroflex* produse de *Lohmann & Stolterfoht* [98] legate în serie; *c* — caracteristica cuplajelor elastice legate în diferite moduri; 1 — un singur cuplaj; 2 — două cuplaje în paralel; 3 — două cuplaje în serie.

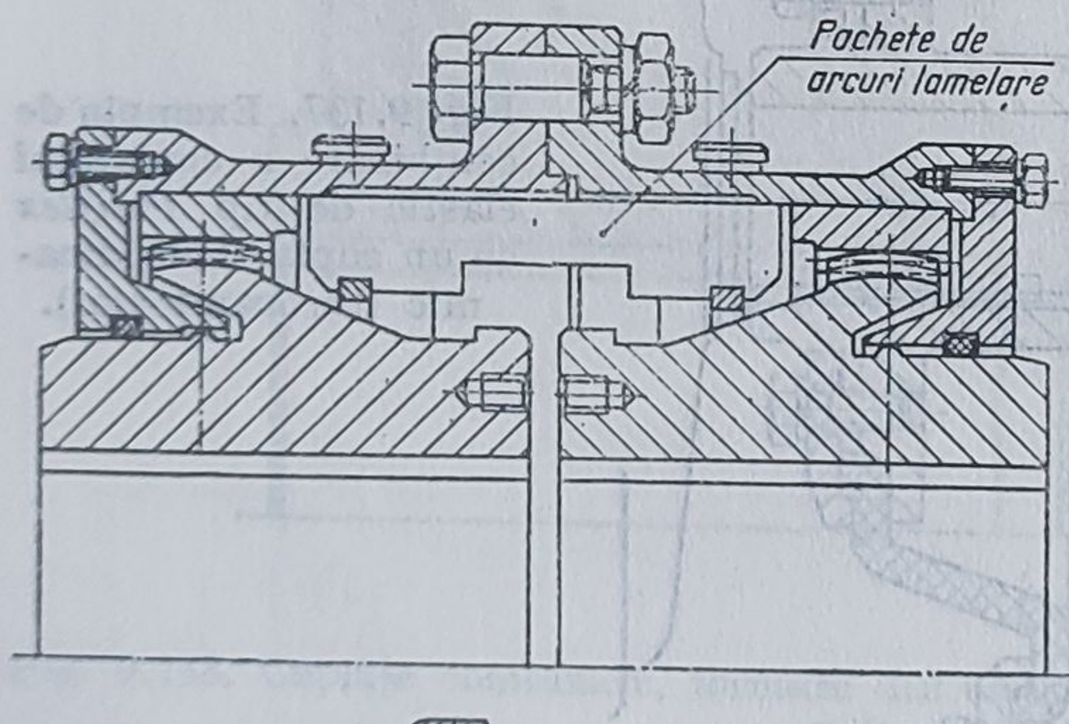


Fig. 9.134. Cuplaj combinat, tipizat în țară, format dintr-un cuplaj dințat dublu și un cuplaj elastic cu elemente intermediare metalice, multilamelare [25, 75].

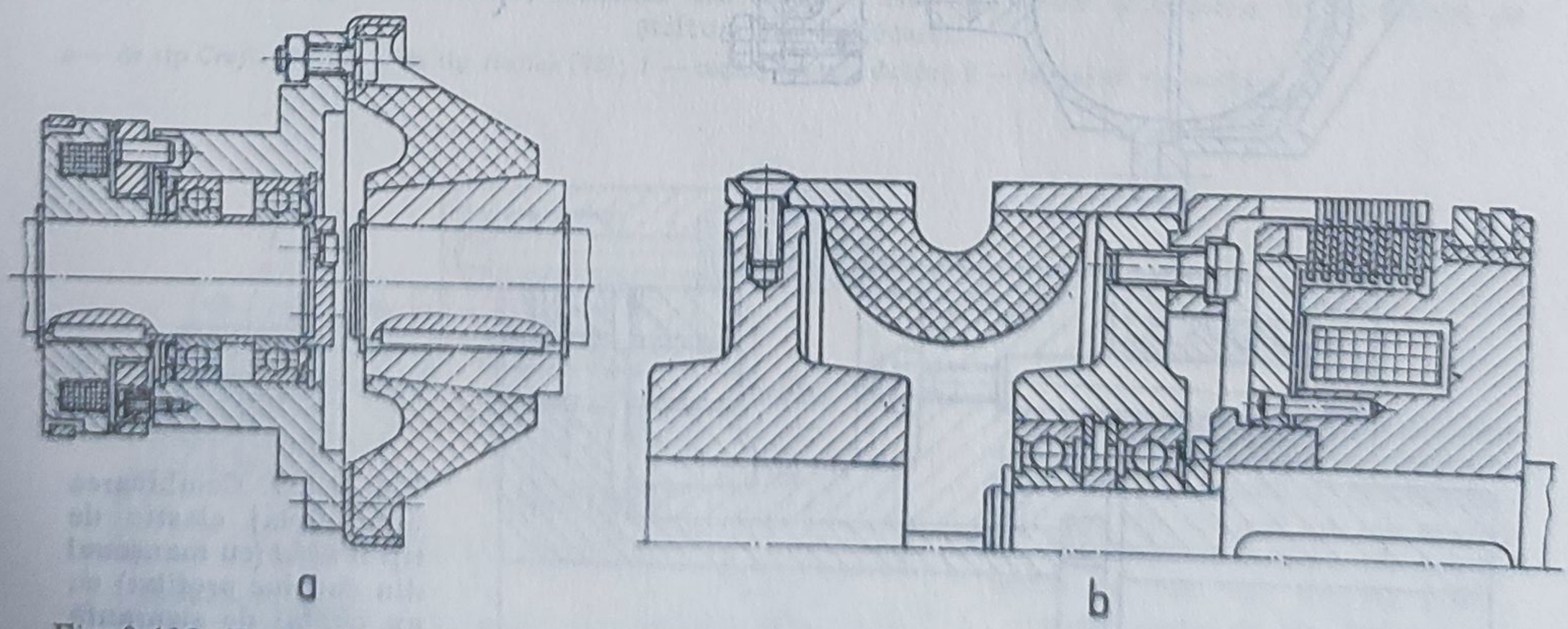


Fig. 9.135. Exemple de cuplaje formate din combinarea cuplajelor elastice și a cuplajelor intermitente, cu comandă electromagnetică:
a — cuplaj elastic *Aflex* și cuplaj cu dantură frontală cu comandă electromagnetică [86]; *b* — cuplaj elastic *radaflex* și cuplaj intermitent cu fricțiune, multidisc, cu comandă electromagnetică [79].

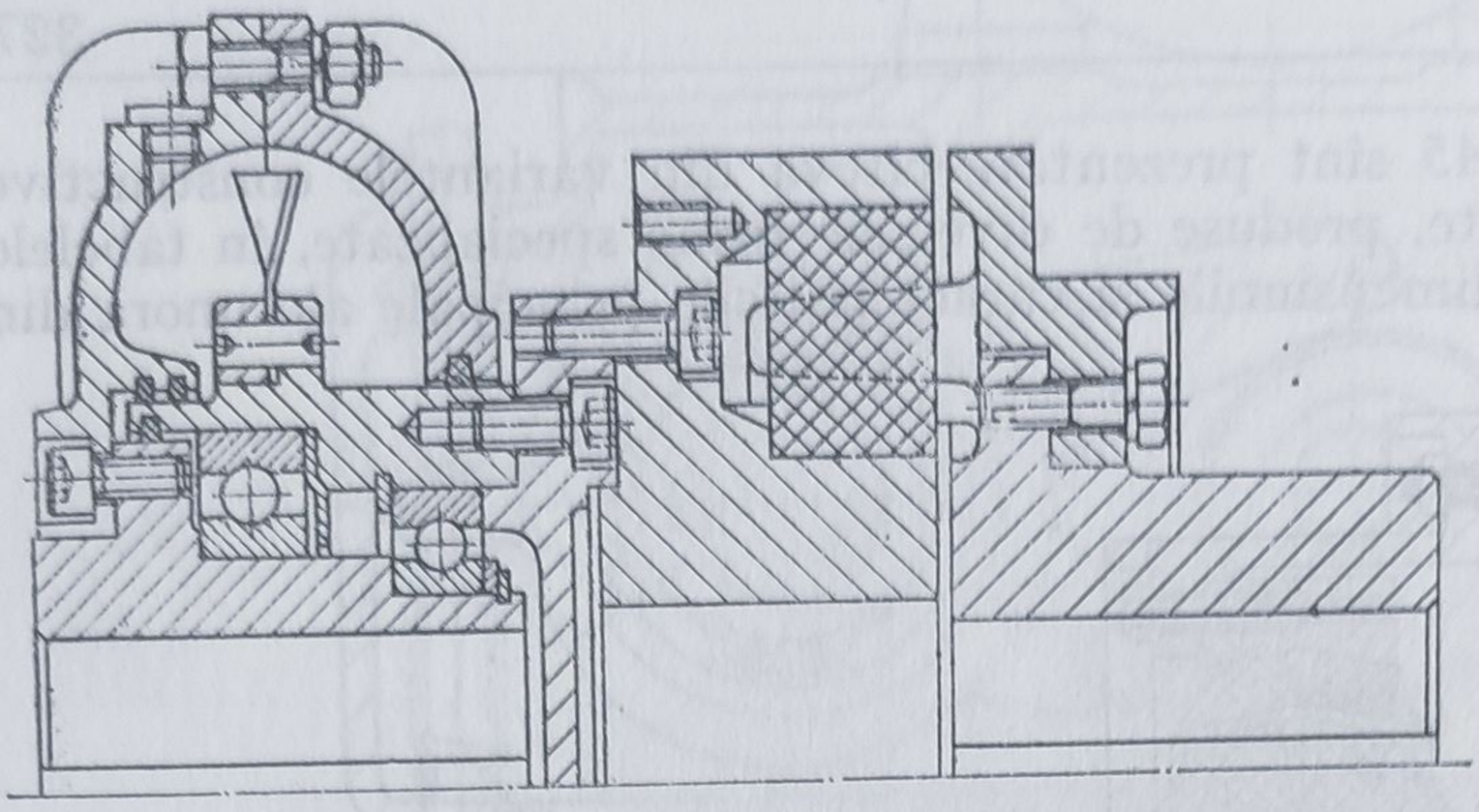


Fig. 9.136. Un exemplu de cuplaj combinat — utilizat la amestecătoarele din turnătorii, fabricat în R.D.G. — și format dintr-un cuplaj de tip *CENTRI* (centrifugal cu pulbere) și dintr-un cuplaj elastic cu lamele din cauciuc.

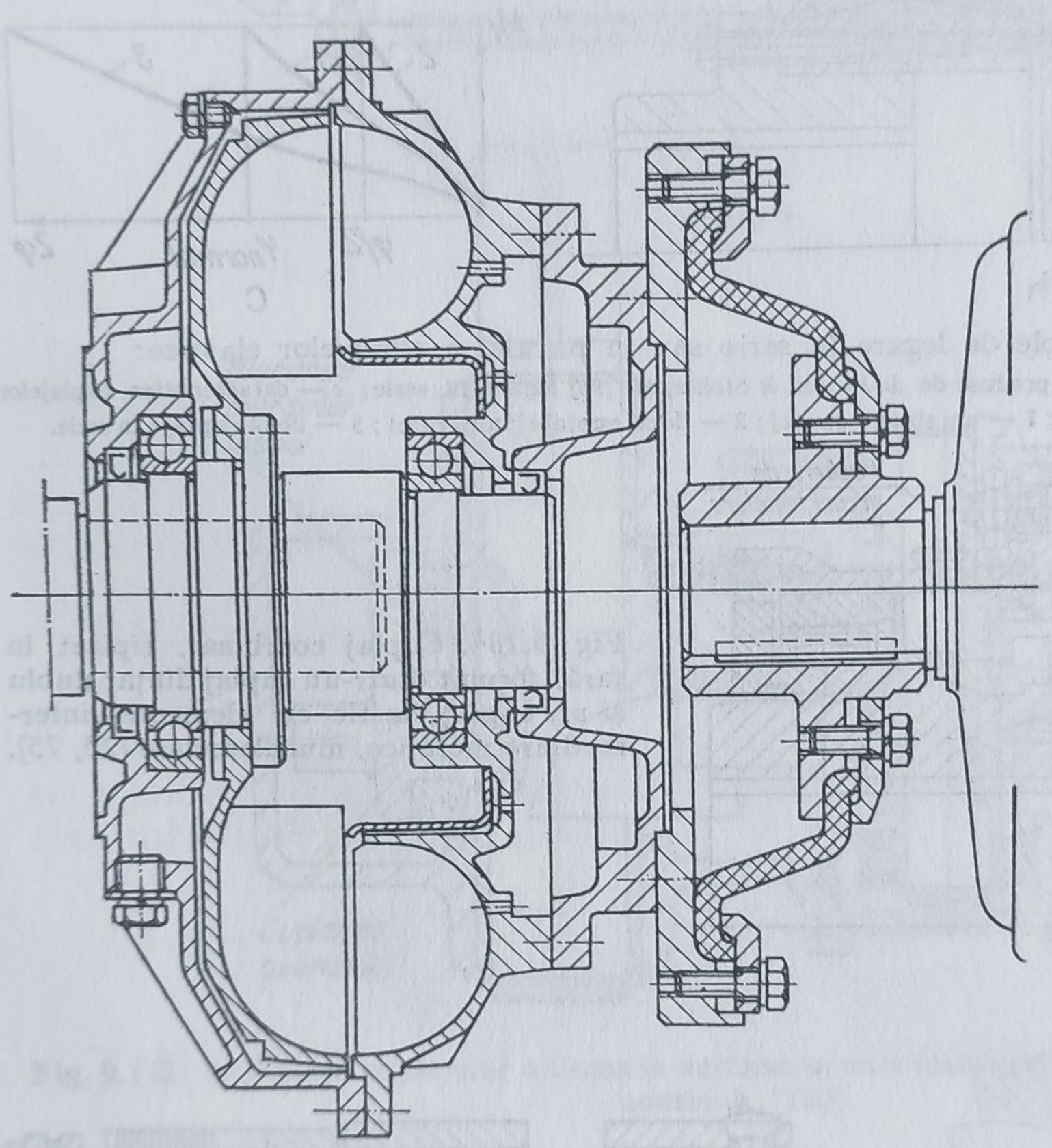


Fig. 9.137. Exemplu de combinare a cuplajului elastic de tip *Periflex* cu un cuplaj hidrodinamic (turboambreiaj).

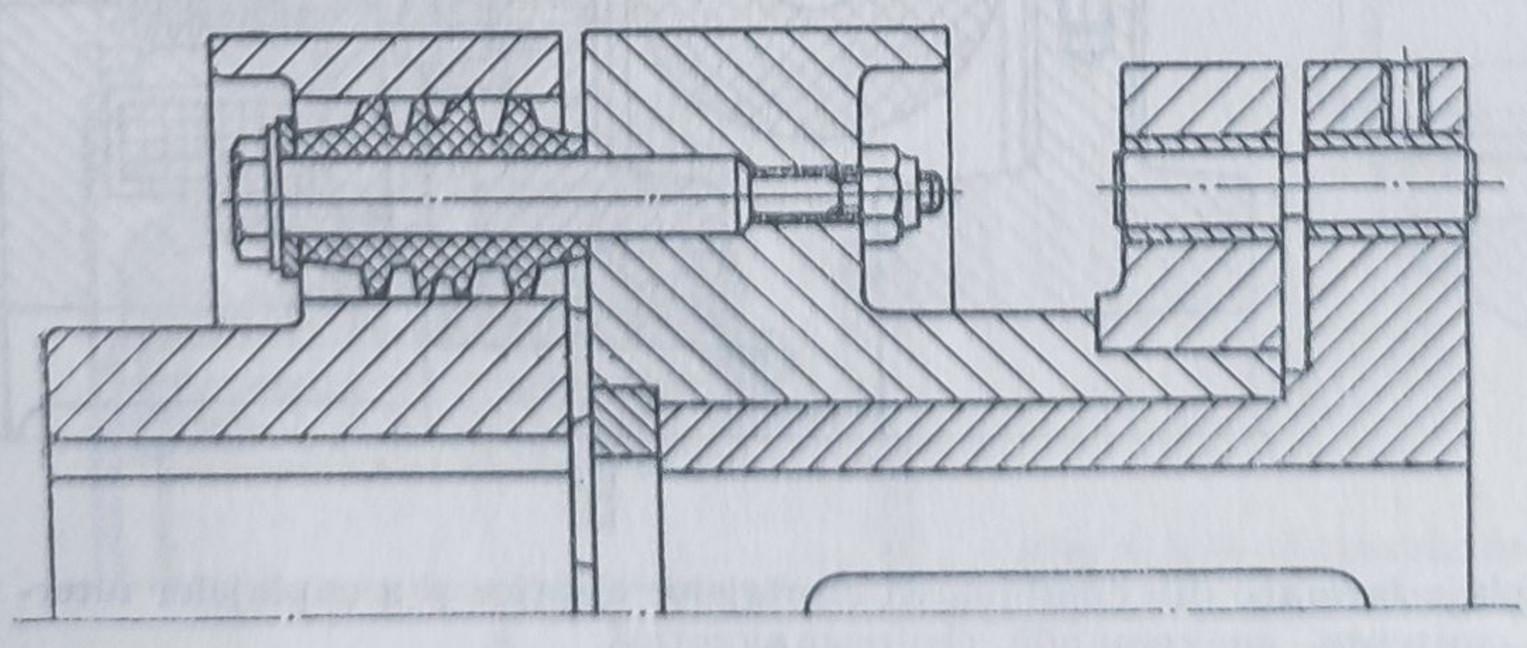
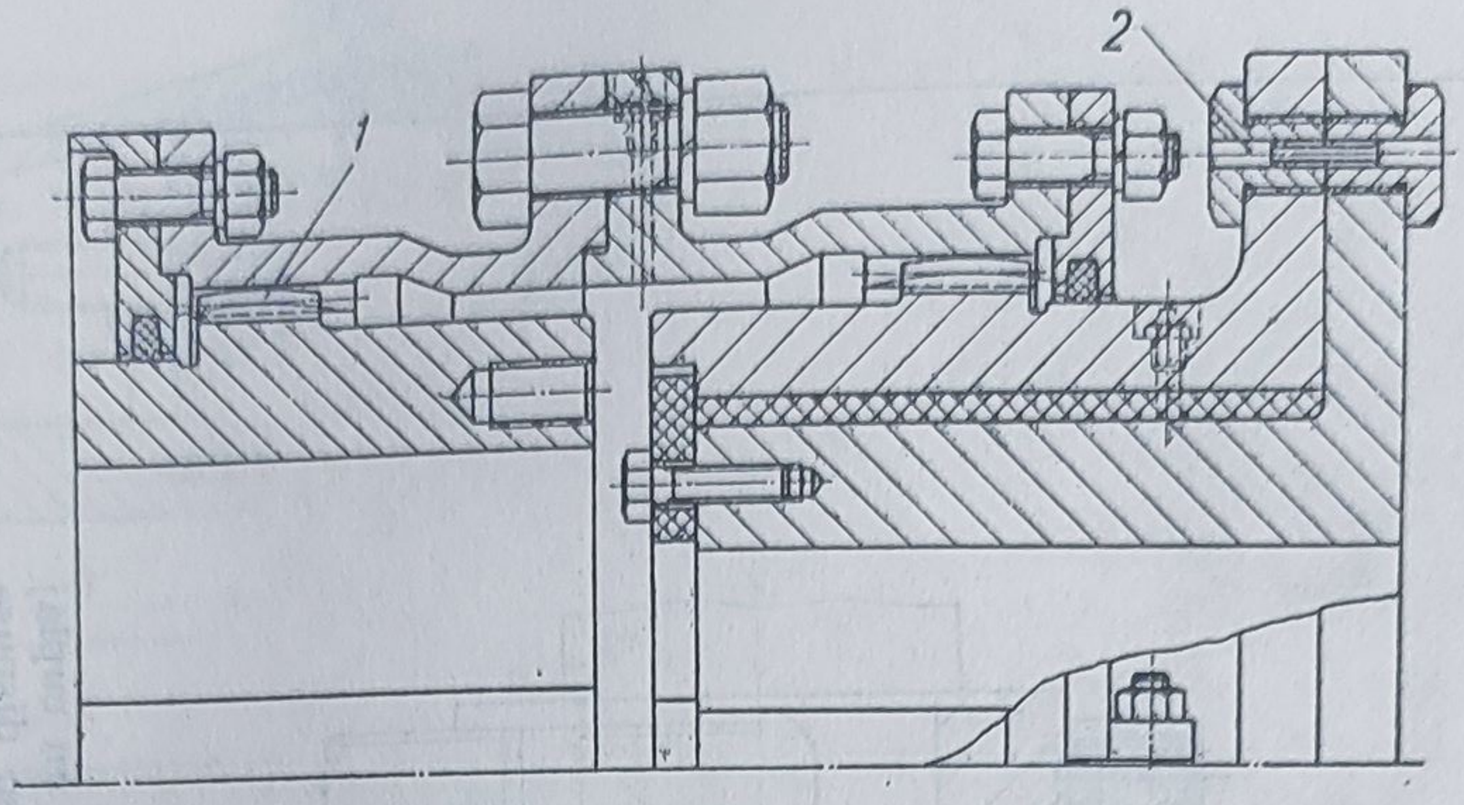
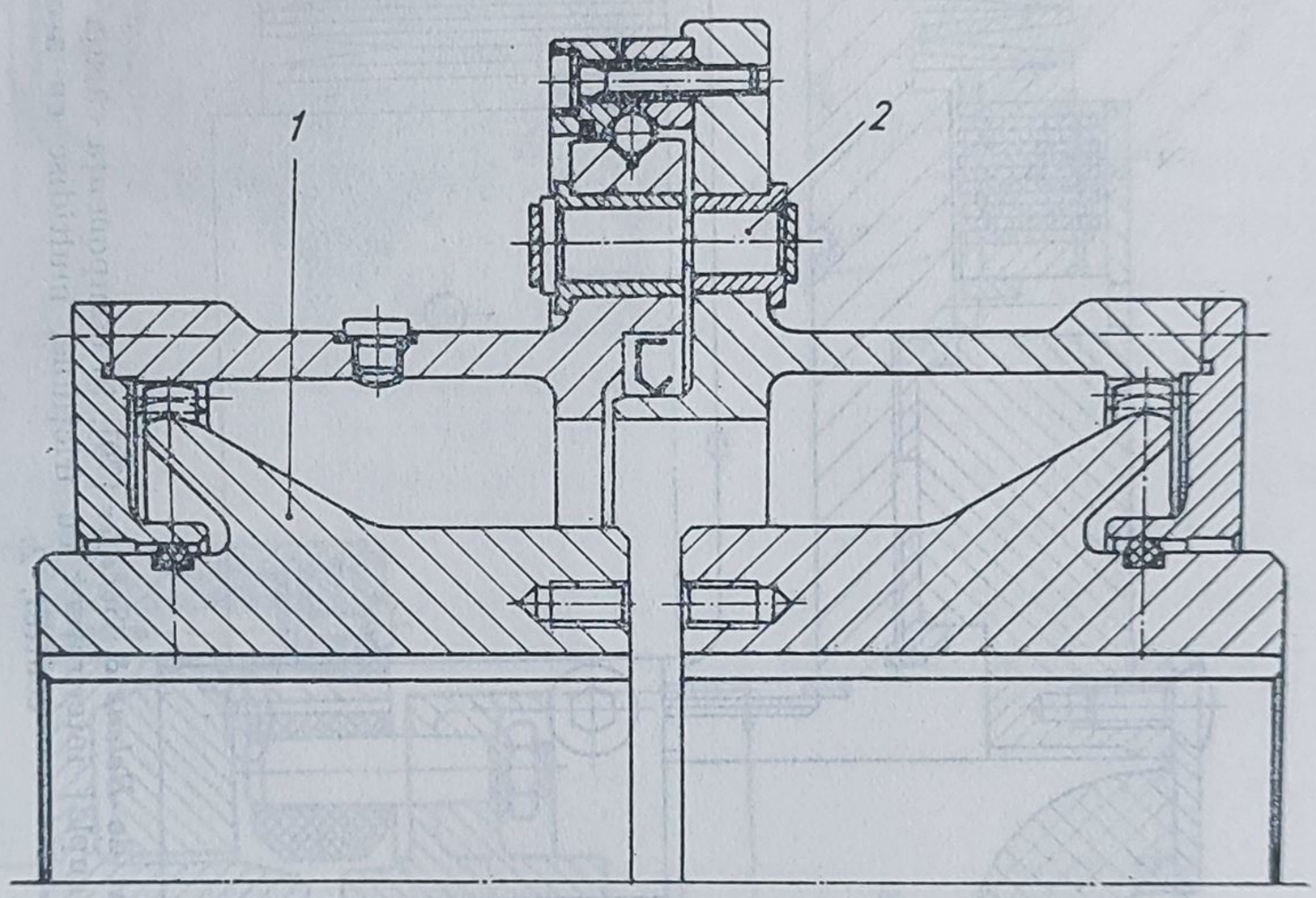


Fig. 9.139. Combinarea unui cuplaj elastic de tip *Wülfel* (cu manșonul din cauciuc profilat) cu un cuplaj de siguranță cu știfturi de forfecare



a



b

Fig. 9.138. Cuplaje combinate, formate din cuplaje dințate, duble și cuplaje de siguranță cu știfturi de forfecare:

a — de tip *Crofts* [85]; *b* — de tip *Hoflex* [92]; *1* — cuplaj dințat, dublu; *2* — cuplaj de siguranță.

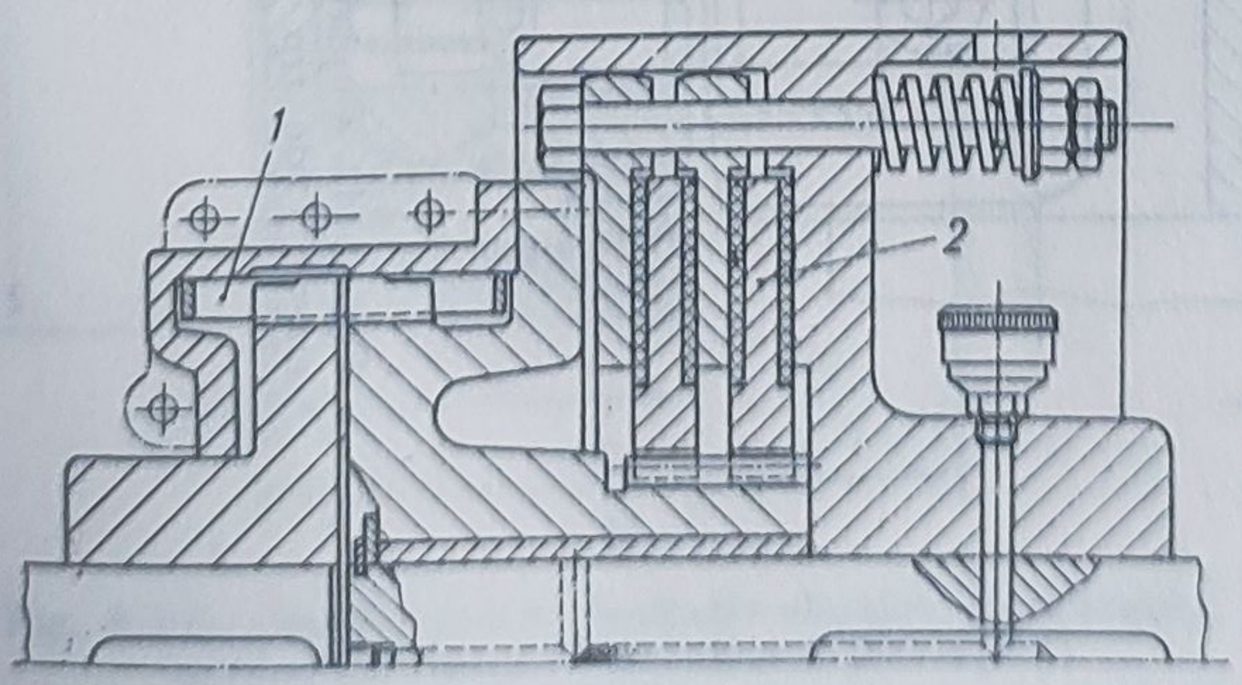


Fig. 9.140. Exemplu de combinare a unui cuplaj elastic, cu elemente intermediare metalice, multilamelare (de tip *Elcard*) cu un cuplaj de siguranță monodisc, cu arcuri periferice (de tip *Crofts*) [108]: *1* — cuplaj elastic de tip Elcard; *2* — cuplaj de siguranță multidisc.

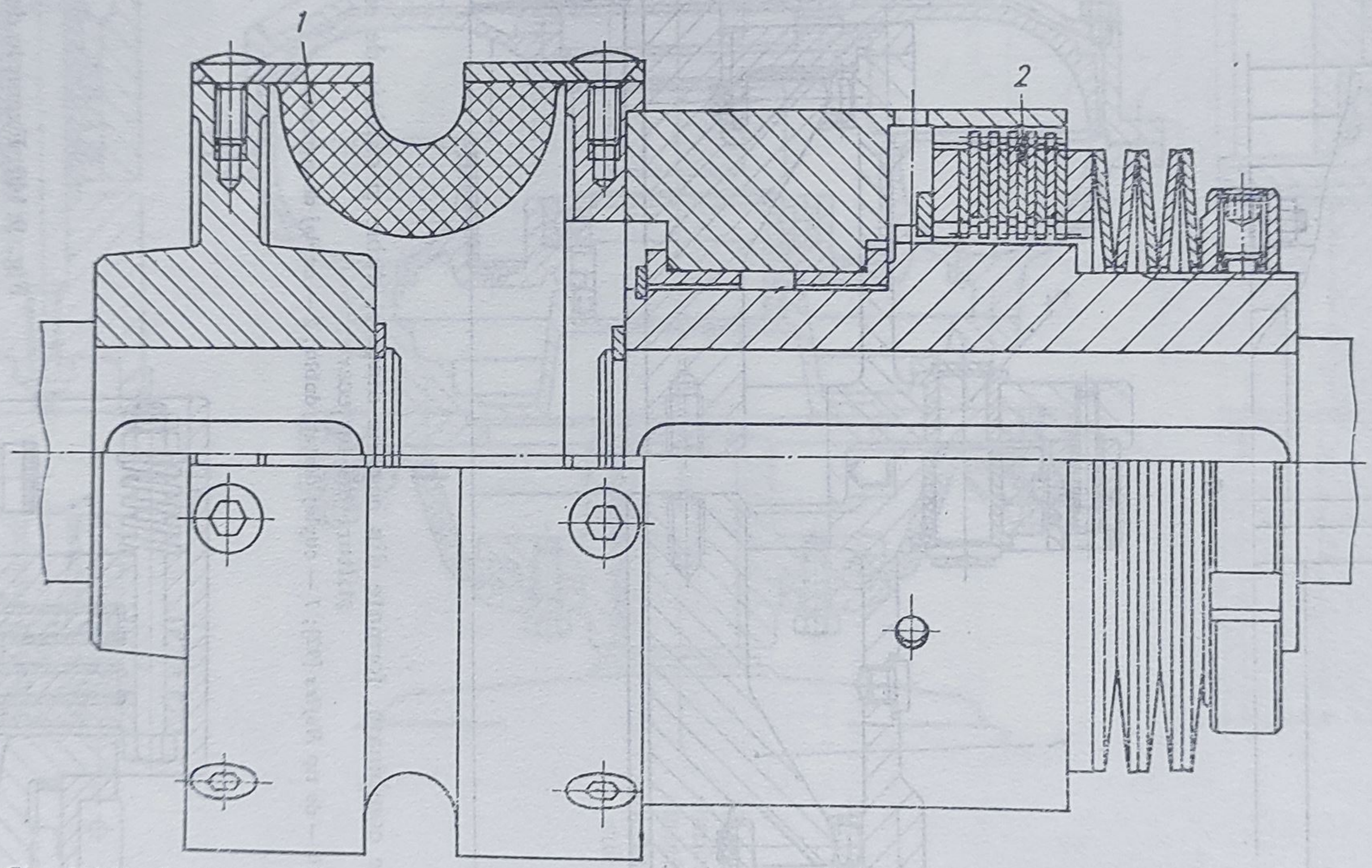
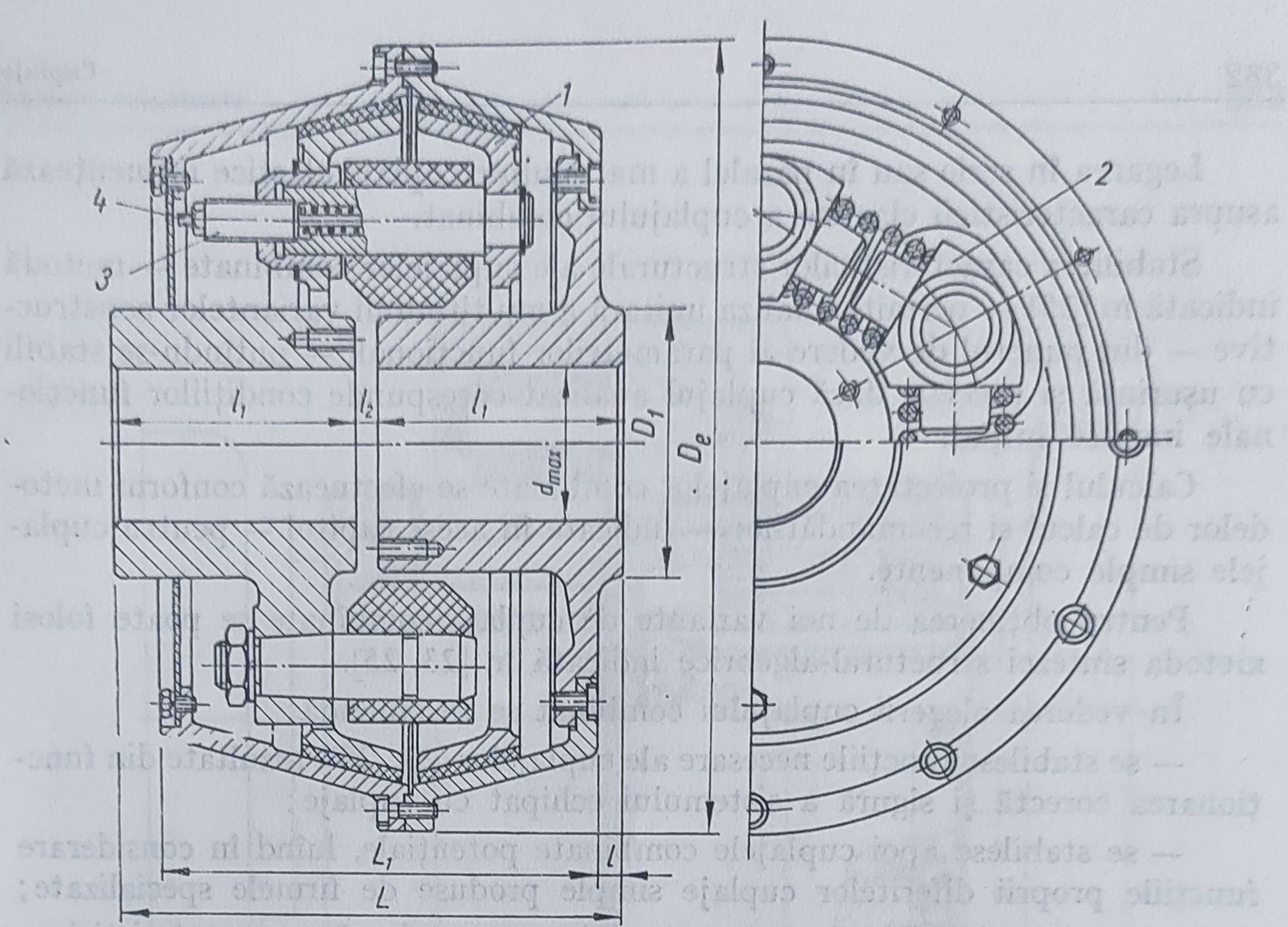
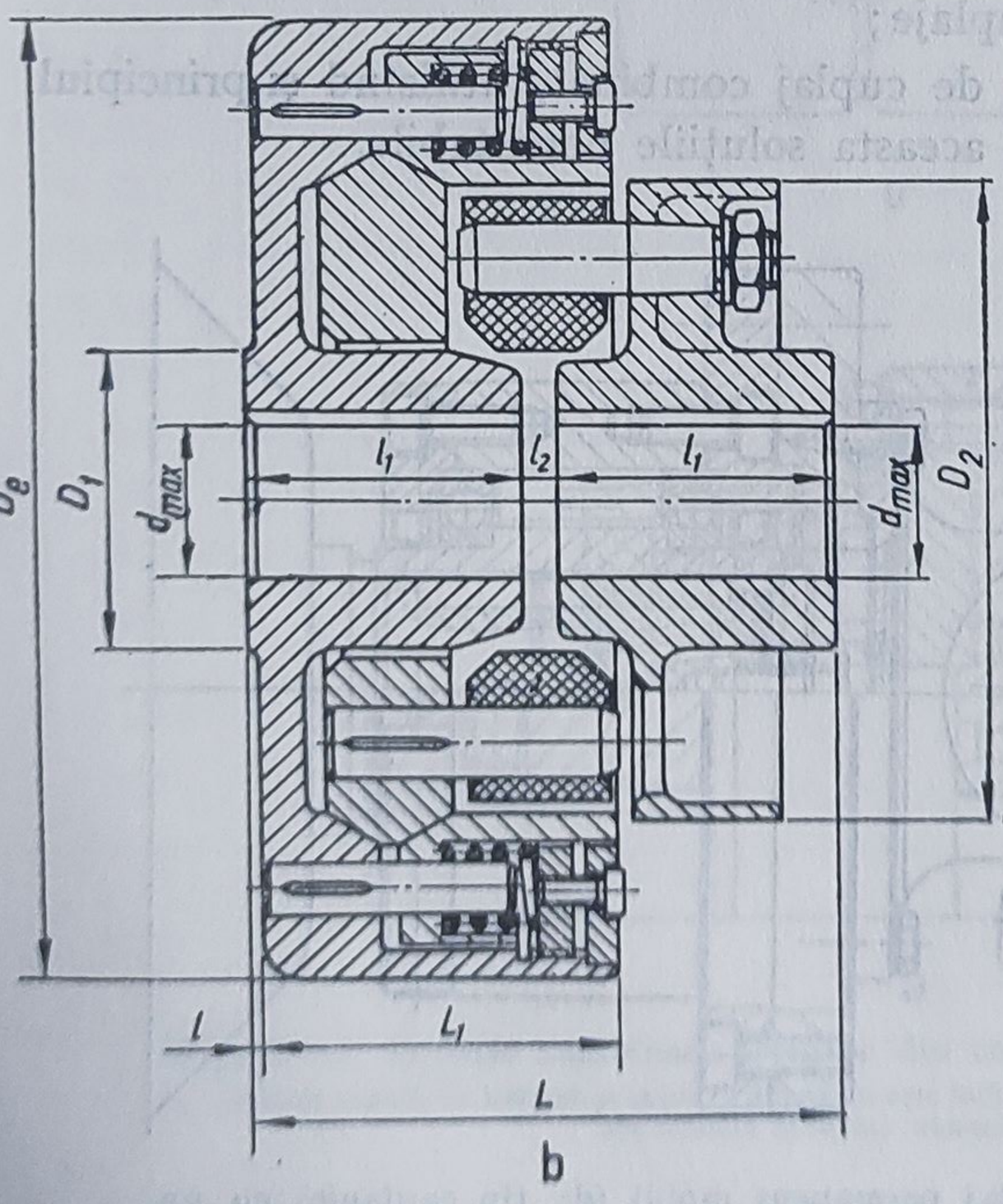


Fig. 9.141. Cuplaj combinat fabricat de *Bolenz & Schäfer* [79], în componența căruia intră un cuplaj elastic *1* (de tip *Radaflex*) și un cuplaj intermitent cu fricțiune, multidisc cu arcuri-disc dispuse central, *2*.



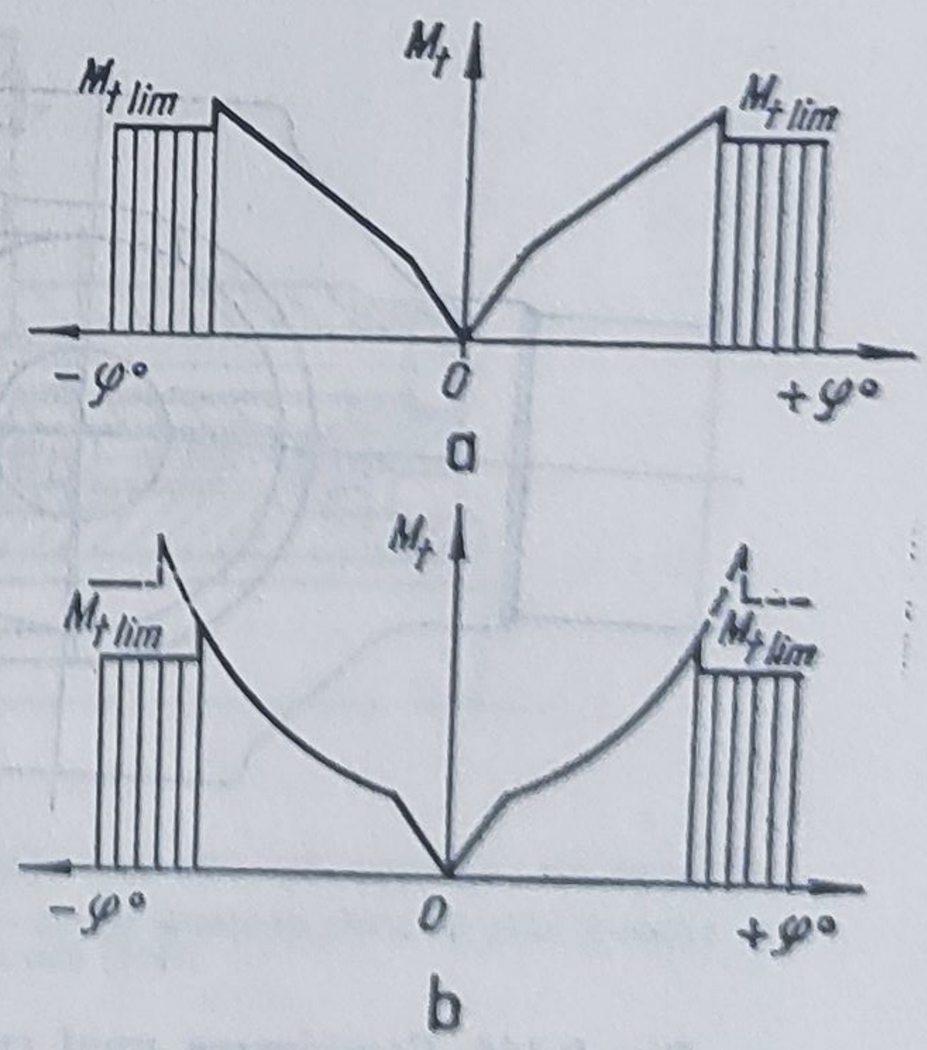
a



b

Fig. 9.142. Două cuplaje limitativ-elastice (combinate), produse de firma *Hochreuteur & Baum* [92]:

a — tip *Elsi*; *b* — variantă constructivă a cuplajului *Elsi*; *1* — cuplaj limitativ dublu conic; *2* — cuplaj elastic *Cardeflex*; *3* — ştifturi filetate pentru reglarea momentului limită; *4* — tijă gradată indicatoare.



a

b

Fig. 9.143. Caracteristica cuplajului combinat *Elsi*:

a — liniară; b — neliniară, cu arcuri cu caracteristică progresivă [92].

Legarea în serie sau în paralel a mai multor cuplaje elastice influențează asupra caracteristicii elastice a cuplajului combinat.

Stabilirea caracteristicilor structurale ale cuplajelor combinate — metodă indicată în [25] — permite analiza unitară a multitudinii variantelor constructive — din punctul de vedere al parametrilor funcționali — putîndu-se stabili cu ușurință și precizie dacă cuplajul analizat corespunde condițiilor funcționale impuse inițial.

Calculul și proiectarea cuplajelor combinate se efectuează conform metodelor de calcul și recomandărilor — indicate în acest capitol — pentru cuplajele simple componente.

Pentru obținerea de noi variante de cuplaje combinate se poate folosi metoda sintezei structural-algebrice indicată în [23, 25].

În vederea alegerii cuplajului combinat se recomandă:

— se stabilesc funcțiile necesare ale cuplajelor [23, 25], rezultate din funcționarea corectă și sigură a sistemului echipat cu cuplaje;

— se stabilesc apoi cuplajele combinate potențiale, luînd în considerare funcțiile proprii diferitelor cuplaje simple produse de firmele specializate;

— se aleg tipurile adecvate scopului propus, ale căror caracteristici se suprapun integral sau, pe cît posibil, maxim în condițiile determinate de funcționarea sistemului echipat cu cuplaje;

— se optează pentru un tip de cuplaj combinat, utilizînd și principiul analizei valorilor, eliminînd prin aceasta soluțiile nerentabile.

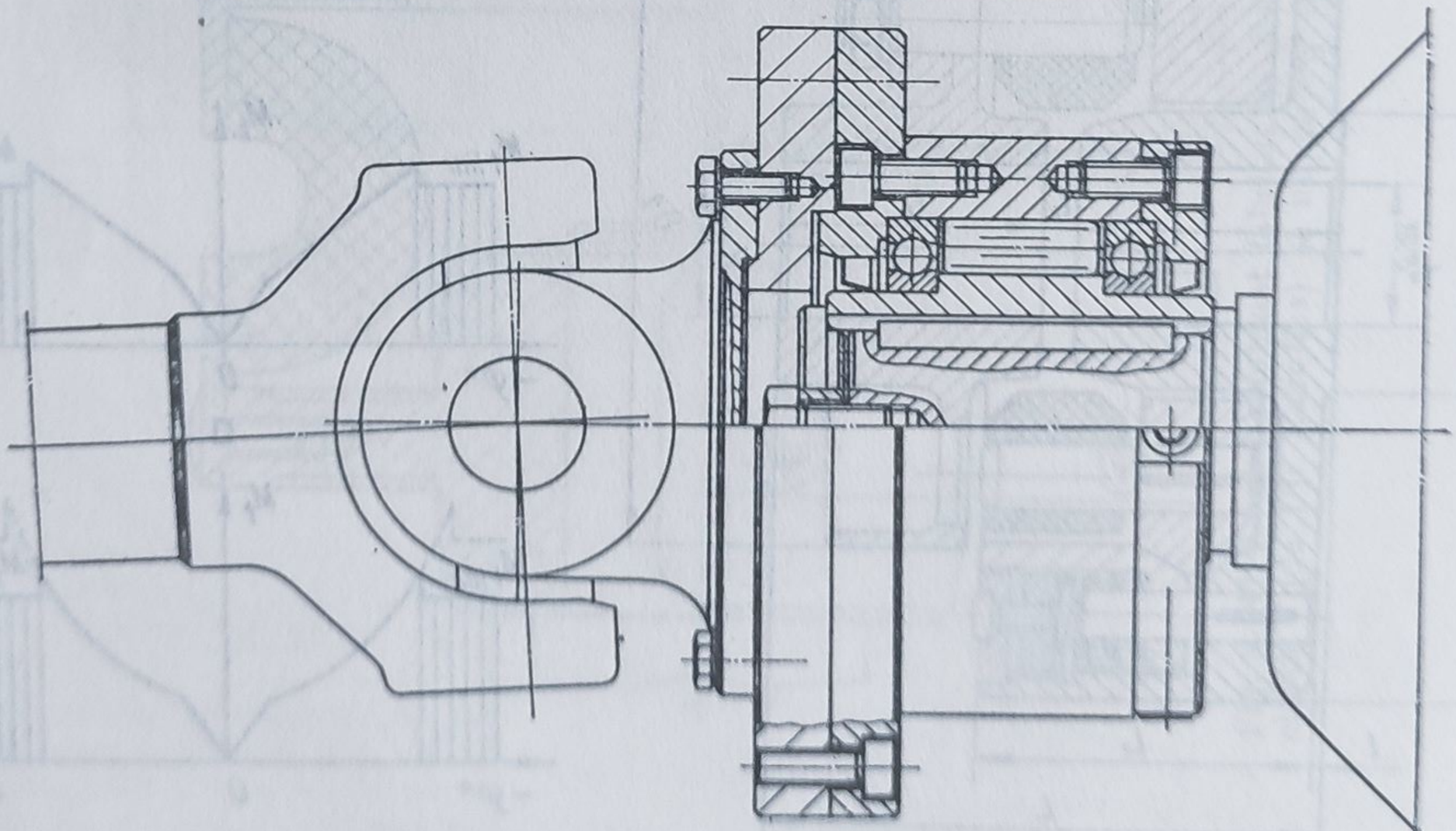


Fig. 9.144. Combinarea unui cuplaj permanent mobil (de tip cardanic) cu un cuplaj unisens [80].

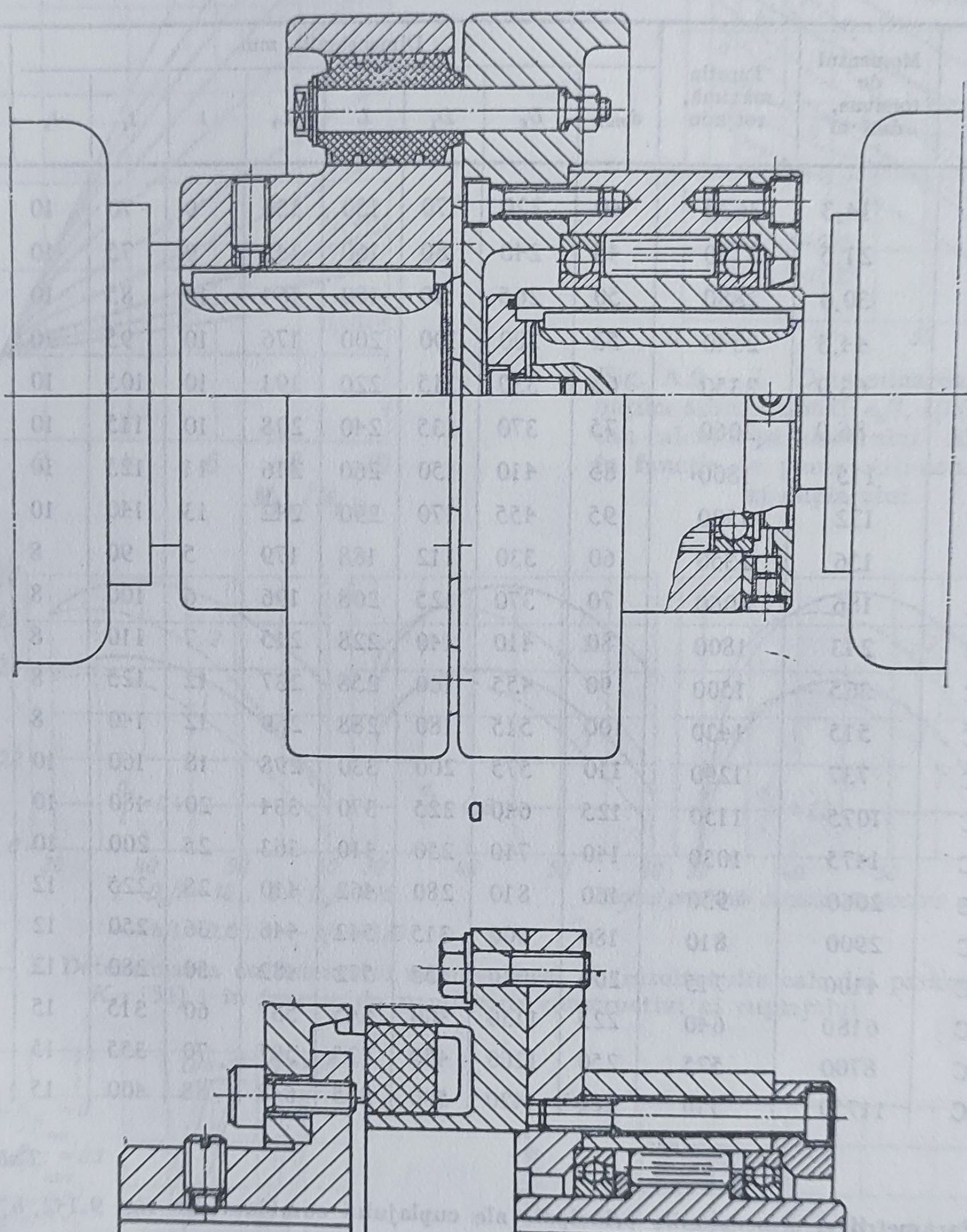


Fig. 9.145. Cuplaje combinate formate din cuplaje elastice și cuplaje unisens: *a* — cuplaj elastic cu bolțuri și cuplaj unisens cu role [80]; *b*—cuplaj elastic cu gheare și plăci (lamele) din cauciuc și cuplaj unisens cu role [110].

Tabelul 9.91

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului combinat Elsi
(v. fig. 9.142, a) [92]

Tipodimensiunea	Momentul de torsiune, daN·m	Turația maximă, rot/min	Dimensiunile, mm								GD^2, daN·m²
			d_{max}	D_e	D_1	L	L_1	l	l_1	l_2	
160/N	14,3	3630	40	220	70	150	134	9	70	10	0,24
180/N	21,5	3180	45	240	80	160	143	9	75	10	0,48
200/N	30,0	2880	50	265	90	180	161	10	85	10	0,86
225/N	44,3	2540	55	300	100	200	176	10	95	10	1,60
250/N	63,0	2350	65	330	115	220	191	10	105	10	2,73
280/N	86,0	2060	75	370	135	240	208	10	115	10	4,12
315/N	115	1800	85	410	150	260	216	11	125	10	7,96
355/N	172	1500	95	455	170	290	242	13	140	10	14,58
250/C	136	2350	60	330	112	188	179	5	90	8	3,06
280/C	186	2060	70	370	125	208	196	6	100	8	3,56
315/C	243	1800	80	410	140	228	215	7	110	8	6,98
355/C	365	1500	90	455	160	258	237	12	125	8	13,26
400/C	515	1430	100	515	180	288	269	12	140	8	22,10
450/C	737	1290	110	575	200	330	298	18	160	10	39,40
500/C	1075	1150	125	640	225	370	334	20	180	10	82,10
560/C	1475	1030	140	710	250	410	363	25	200	10	119,60
630/C	2060	950	160	810	280	462	410	28	225	12	216,80
710/C	2900	810	180	900	315	512	446	36	250	12	306
800/C	4100	715	200	1020	355	572	482	50	280	12	844
900/C	6180	640	225	1130	400	645	537	60	315	15	1309
1000/C	8700	575	250	1260	450	725	597	70	355	15	2154
1125/C	11750	510	280	1420	500	815	648	88	400	15	3861

Tabelul 9.92

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului combinat din fig. 9.142, b [92]

Tipodimensiunea	Momentul de torsiune daN·m	Turația maximă, rot/min	Dimensiunile, mm									GD^2, daN·m²
			d_{max}	D_e	D_1	D_2	L	L_1	l	l_1	l_2	
100/II	3,72	3800	25	155	45	100	98	56	4	45	8	0,087
112/II	5,58	3450	28	170	50	112	108	64	4	50	8	0,150
125/II	7,86	3100	32	190	60	125	118	73	2	55	8	0,270
140/II	10,87	2750	35	210	65	140	128	78	2	60	8	0,440

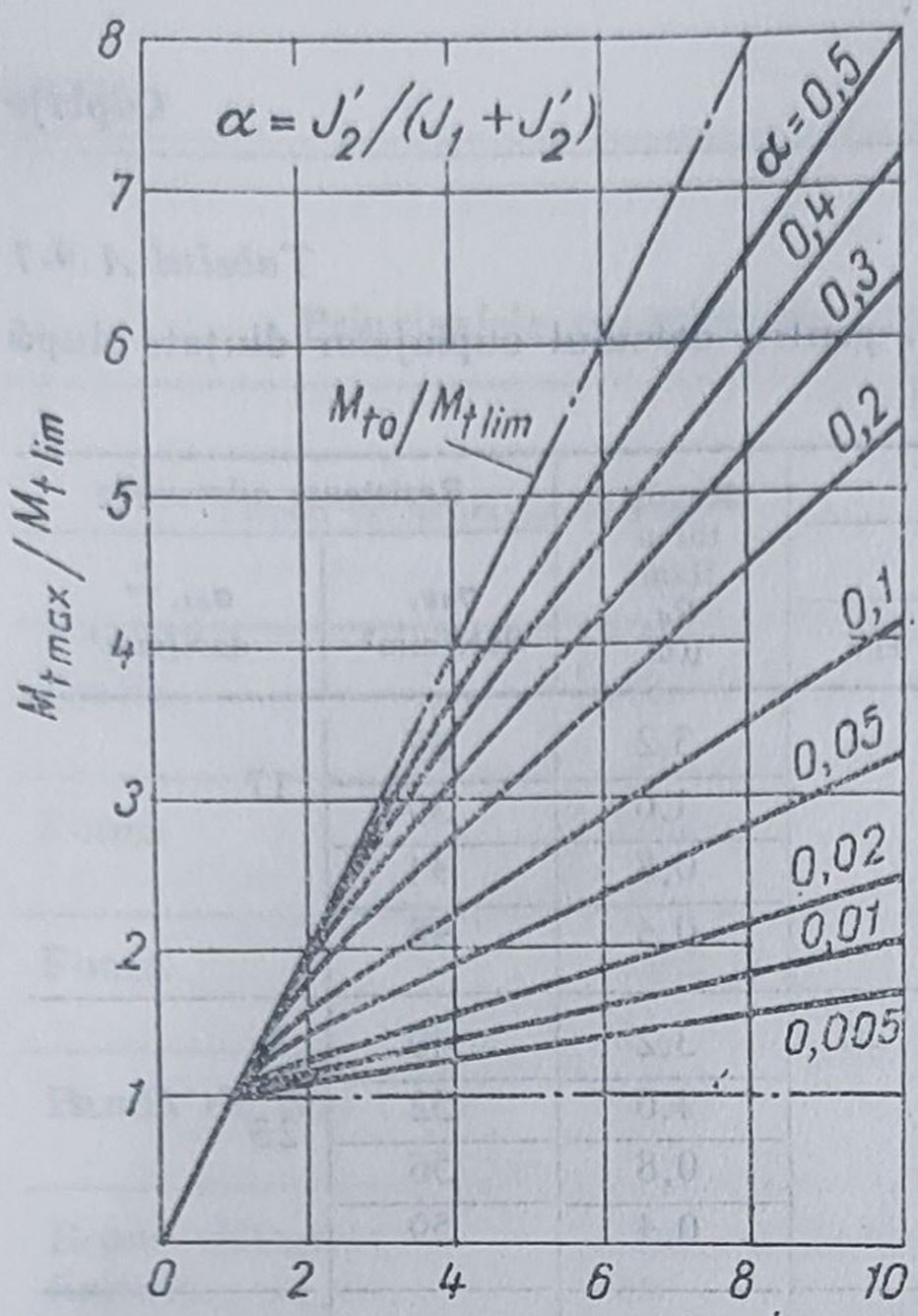


Fig. A.9. — 1. Determinarea momentului de torsiune maxim, în funcție de momentele de inerție masice (în ipoteza momentului rezistent foarte mare) [55].

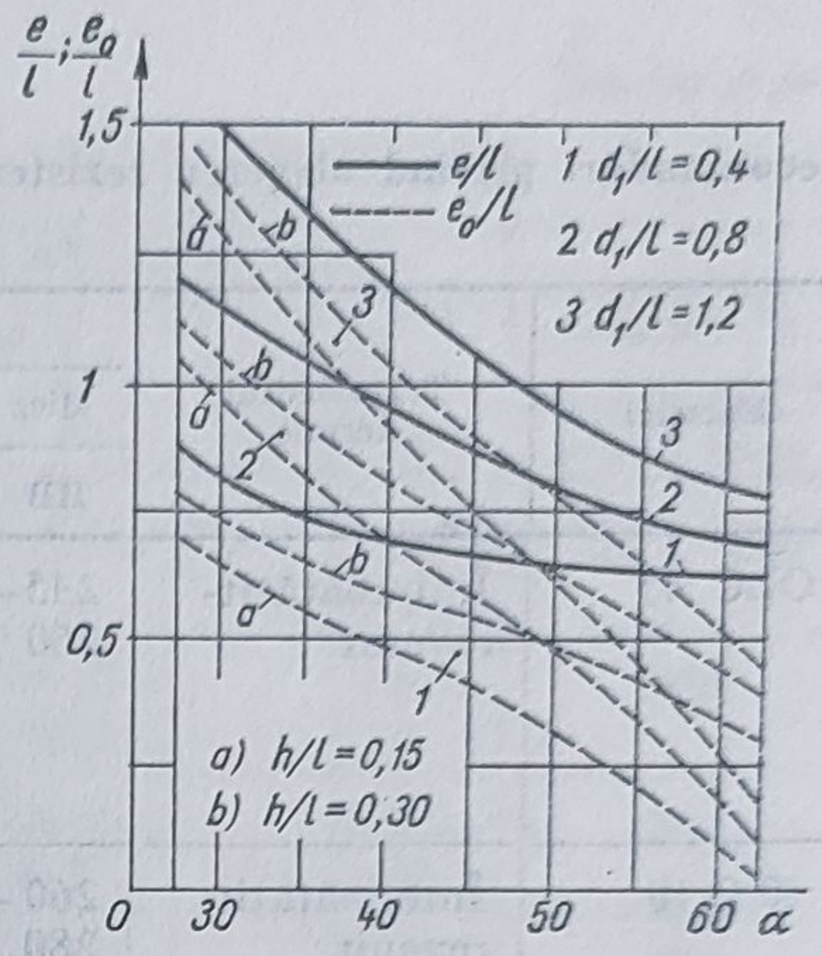


Fig. A.9 — 2. Determinarea coeficienților adimensionali e_0/l, e/l (rezultați din calculul parametrului K_{cf} [51]) în funcție de parametrii constructivi ai cuplajului.

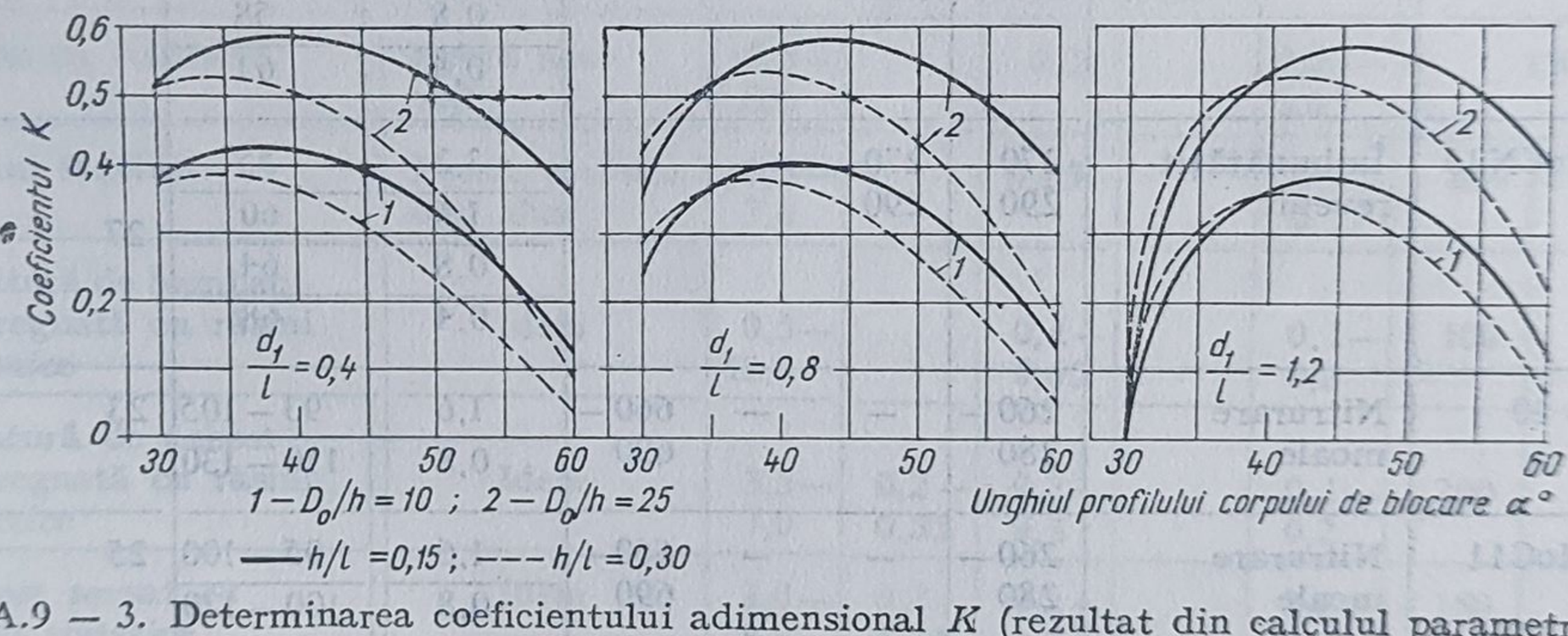


Fig. A.9 — 3. Determinarea coeficientului adimensional K (rezultat din calculul parametrului K_{cf} [51]) în funcție de parametrii constructivi ai cuplajului.

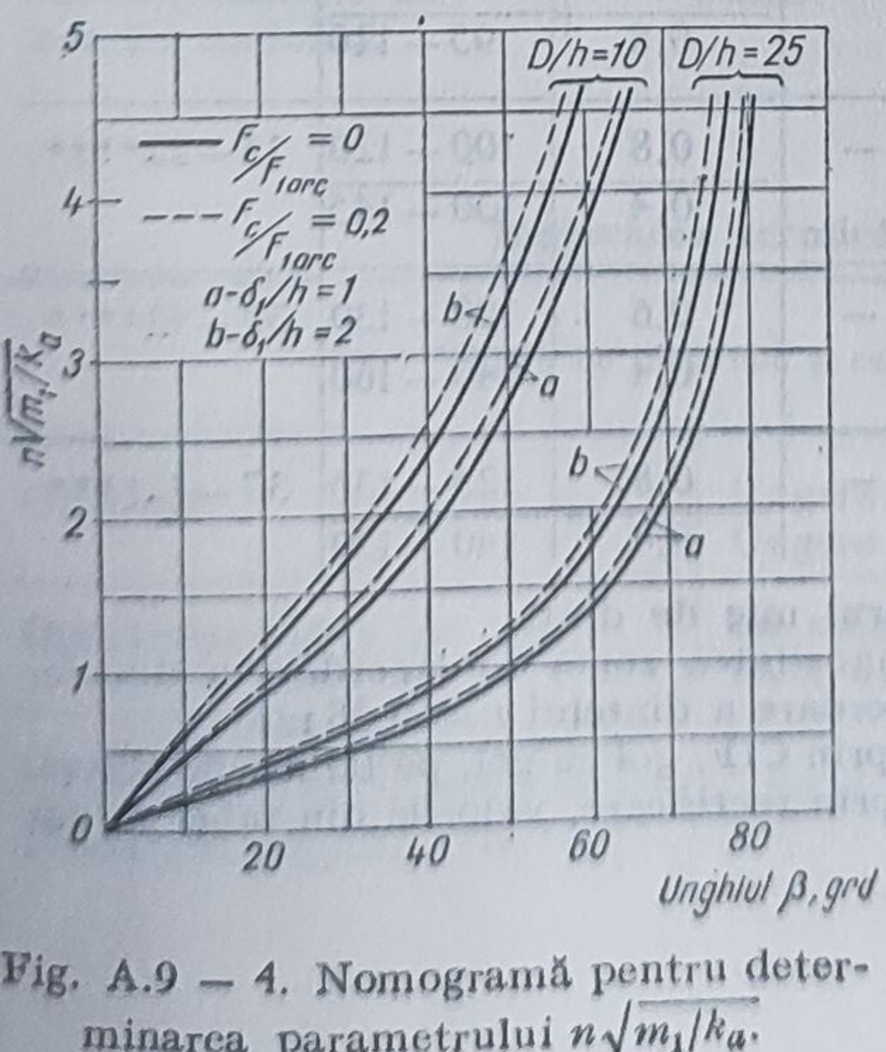


Fig. A.9 — 4. Nomogramă pentru determinarea parametrului $n\sqrt{m_1/k_a}$.

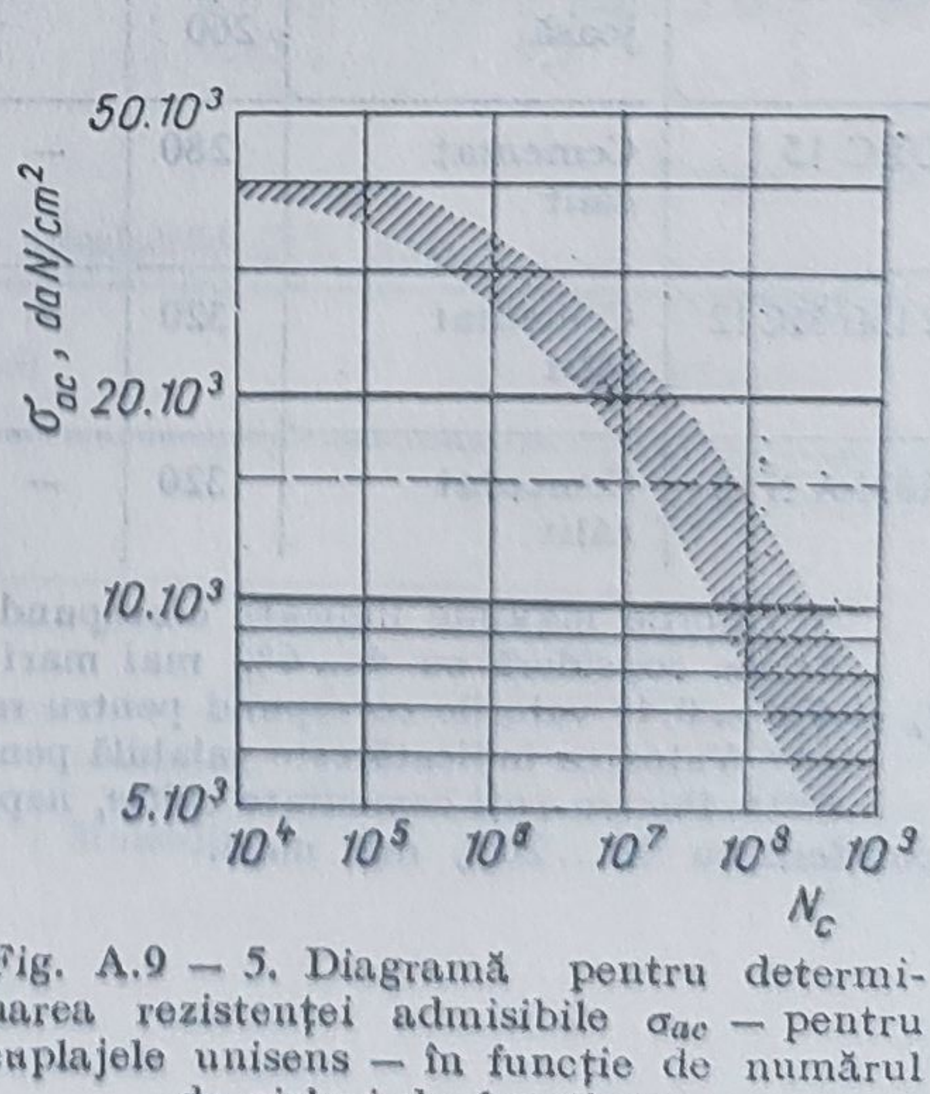


Fig. A.9 — 5. Diagramă pentru determinarea rezistenței admisibile σ_{ac} — pentru cuplajele unisens — în funcție de numărul de cicluri de funcționare.

Tabelul A.9-1

Recomandări privind alegerea rezistențelor admisibile, pentru calculul cuplajelor dințate (după ICTCM) [30]

Material	Tratamentul termic	Duritatea *				Rugozitatea flanc R_a, μm	Rezistențe admisibile	
		Miez	Flanc				σ_{ak}, daN/mm²	σ_{at}, ** daN/mm²
		HB	HB	HRC	HV			
OLC 45	Îmbunătățit-revenit	245–260	245–260	–	–	3,2	37	17
						1,6	39	
						0,8	41	
						0,4	48	
40 C 10	Îmbunătățit-revenit	260–280	260–280	–	–	3,2	49	23
						1.6	52	
						0,8	56	
						0,4	59	
41 MoC11	Îmbunătățit-revenit	260–280	260–280	–	–	3,2	51	25
						1.6	55	
						0,8	58	
						0,4	61	
34 MoCN 15	Îmbunătățit-revenit	270–290	270–290	–	–	3,2	55	27
						1,6	60	
						0,8	64	
						0,4	68	
40 C 10	Nitrurare moale	260–280	–	–	660–690	1,6	93–105	23
						0,8	110–130	
41 MoC11	Nitrurare moale	260–280	–	–	660–690	1,6	95–100	25
						0,8	100–120	
OLC 45	CIF cu revenire joasă	245–260	–	55–60	–	1,6	80–90	20***
						0,8	95–110	
OLC 15	Cementat călit	280	–	57–60	–	0,8	100–120	15–20****
						0,4	130–145	
21MoMC12	Cementat călit	320	–	57–67	–	0,6	120–130	35–40****
						0,4	140–160	
18MoCN13	Cementat călit	320	–	57–62	–	0,8	125–135	37–42****
						0,4	140–170	

* Valorile maxime indicate corespund cu numărul mic de dinți.

** Se consideră cu 4 ... 6% mai mari pentru rugozitatea zonei de racordare a dinților $R_a = 0,8 ... 0,4$; valorile corespund pentru raza de racordare a dintelui $r = 0,38$ mm.

*** Valoarea indicată este valabilă pentru călire prin CIF, gol cu gol, pe flancurile active.

**** Pentru roți cementate călite, neprelucrate prin rectificare, valorile din tabel se vor considera cu 15 ... 20% mai mari.

Tabelul A.9-2

Principalele caracteristici ale materialelor de fricțiune [25, 67, 68]

Cuplul de materiale în frecare		p_a, daN·/m²	Coeficientul de frecare				Temperatura admisibilă, °C	
			Uscată		Unsă			
			μ_{st}	μ_{din}	μ_{st}	μ_{din}	Permanent	Temporar
Grafit	Oțel	0,5–20		0,25		0,05–0,1	300	550
Fontă	Fontă	10–18		0,15–0,25		0,02–1,0	300	
Fontă	Oțel aliat	8–14		0,15–0,2		0,02–0,06	260	
Bandă de oțel	Oțel	2–10		0,15–0.2		0,1–0,15	350	
Bronz sinterizat finisat	Oțel rectificat fin	2–10	0,2–0,25	0,15–0,25	0,2–0,25	0,08	180	
Bronz sinterizat cu canale	Oțel superfinisat	2–10	0,17–0,20	0,17–0.35	0,17–0,20	0,08	180	
Bronz cu adaosuri	Fontă sau oțel	5,5–8,5		0,2		0,03–0.05	150	
Rășini fenolice	Fontă, oțel sau oțel aliat	0,5–7,0		0,25		0,1–0,15	100	150
Țesătură de bumbac impregnată cu rășini sintetice	Idem	0,5–12,0		0,4–0,65		0,1–0,2	100	150
Țesătură de azbest impregnată cu rășini sintetice	Idem	3,5–7,0	0,2–0,35	0,2–0,4		0,1–0,2	200	300
Azbest presat cu rășini sintetice	Idem	2,0–8,0	0,2–0,35	0,2–0,4		0,1–0,15	180	400
Cauciuc sintetic cu inserție metalică	Idem	0,5–8,0		0,4–0,65		0,1–0,2	250	300

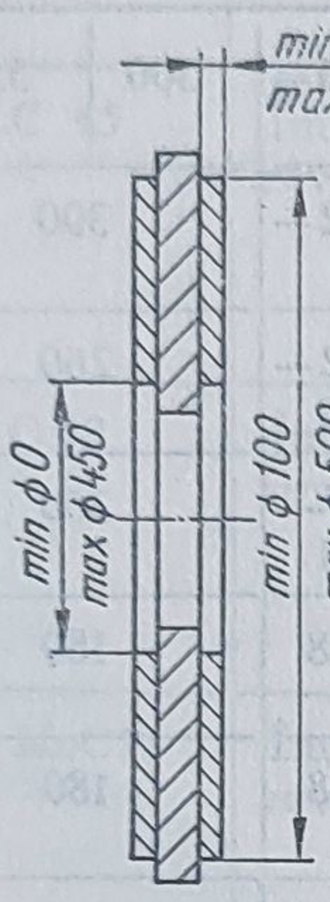
Tabelul A.9-3

Încărcarea termică specifică admisibilă [25, 103]

Cuplul de materiale și condițiile frecării			q_a, kJ/cm²·h
Oțel/oțel	Ungere în baie		1,25–1,7
	Ungere interioară		1,7 –2,1
Oțel/bronz sinterizat	Cu ungere		4,2 –8,3
	Fără ungere		2,5
Oțel/strat organic (ORTEX)	Fără ungere	Multidisc	0,8 –1,25
Fontă/strat organic (ORTEX)		Monodisc	4,2 –8,3

Tabelul A.9-4

Caracteristicile materialelor de fricțiune sinterizate produse de întreprinderea SINTEROM [78]

Simbolul materialului		Materialul suprafeței conjugate	p_a, daN/cm²		μ		Domeniul de utilizare
			În ulei	Uscat	În ulei	Uscat	
	A 10	Oțel semidur tratat, rectificat	< 15	—	0,08—0,10	0,25—0,35	Funcționare în baie de ulei
	B 31	Fontă	—	2	—	0,20—0,25	Funcți onare uscată
	B 32	Oțel semidur tratat, rectificat	< 15	2	0,08—0,10	0.30—0,40	Funcționare în baie de ulei sau uscată
	M 1	Fontă aliată cu 180—250 HB	< 18	—	0,08—0,10	0,35—0,45	Funcționare în baie de ulei

Tabelul A.9-5

Valorile coeficientului γ pentru știfturi (cuplaje de siguranță) [25, 57, 66]

Diametrul știfturilor d_1, mm	Alungirea, %			
	12—20	22—30	24—25	29,5—31,4
	Știfturi lise		Știfturi cu canal V	
2—3	0,78—0,80	0,80—0.81	—	—
4—5	0,68—0,72	0,75—0,76	0,86—0,95	0,92—1,06
6—8	0,68—0,72	0,75—0,78	0,86—0,95	0.92—1,10

Observație. Datele din tabel au fost obținute pentru știfturi diu oțel carbon obișnuit și din oțel carbon de calitate.

Tabelul A.9-6

Valorile coeficienților de frecare și a presiunilor specifice admisibile, pentru cuplajele de siguranță, cu fricțiune [57]

Cuplul de materiale de fricțiune	Cuplaje conice		Cuplaje cu discuri	
	p_a, daN/cm²	μ_0	p_a, daN/cm²	μ_0
Cu ungere				
Oțel călit pe oțel călit	—	—	2—4	0,1
Fontă pe fontă sau pe oțel călit	10—12	0,15	2—4	0,15
Bronz pe fontă sau pe oțel	2—4	0,05	—	—
Aliaje sinterizate pe oțel	—	—	5	0,05—0,1
Fără ungere				
Fontă pe oțel călit	3—4	0,2	—	—
Țesătură de azbest presată, ferodou pe oțel sau pe fontă	1—2	0,3	1—2	0,3
Textolit pe oțel sau pe fontă	2—4	0,3	—	—
Aliaje sinterizate pe oțel	—	—	5—10	0,1—0,3

Bibliografie

1. **Achiriloaie, I.** *Aplicarea ipotezei uzurii uniforme în cazul cuplajelor cu fricțiune, cu suprafețe conice.* În: Noutăți în mecanisme și organe de mașini, vol. II, Universitatea din Brașov, 1978, p. 89–96.
2. **Achiriloaie, I.** *Proiectarea cuplajelor cu suprafețe conice, luînd în considerație posibilitatea uzurii uniforme.* În: Noutăți în mecanisme și organe de mașini, vol. II, Universitatea din Brașov, 1978, p. 97–104.
3. **Airapetov, E.L.** *Rasciot nagruzocinoi sposobnosti zubciatîh muft.* În: Vestnik mașinostroenia, nr. 6, 1972, p. 24–29.
4. **Arapov, A.N.** *Perehodnîe proțesî v mnogomuftovîh kinematiceskih sistemah.* În: Stanki i instrument, nr. 9, 1970, p. 12–14.
5. **Basedow, G.** *Berechnung der Rutschzeid von Anlaufkupplungen bei veranderlichen Last-moment.* În: Antriebstechnik, nr. 3, 1972, p. 98–100.
6. **Baule, W.G.** *Papier-Reibbelag fur Lamellenkupplungen.* În: Antriebstechnik, nr. 10, 1968, p. 373–376.
7. **Beercheck, R.C.** *Tradeoffs in Clutch Actuation.* În: Machine Design, nr. 9, 1976, p. 120–125.
8. **Benkler, H.** *Zur Auslegung bogenverzahten Zahnkupplungen.* În: Konstruktion, 24, nr. 8, 1972, p. 326–333.
9. **Bolek, A. ș.a.** *Hřidelové spojky.* Praha, SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1967.
10. **Bollmann, E.** *Die Eintouren-Rollenkupplung — ein vielseitges Schaltelement.* În: Antriebs-technik, 12, nr. 4, 1973, p. 101–106.
11. **Borisov, S.M.** *Pnevmokamernîe frikționîe muftî.* Moscova, Mașinostroenie, 1971.
12. **Busch, H.J.** *Elektromagnetische Einscheibenkupplungen und Bremsen für die Automation.* În: Maschinenmarkt, nr. 97, 1966, p. 32–36.
13. **Buschhaus, D.** *Rechnerunterstützte. Auswahl von Schaltkupplungen.* În: Konstruktion, 27, nr. 3, p. 100–105.
14. **Ciobotă, M., Drăghici, I. și Cernahoschi, M.** *Precizări asupra calculului cuplajelor cu elemente elastice nemetalice, solicitate la comprimare (tip Holset).* În: Buletinul sesiunii tehnico-științifice I.U.G. Progresul Brăila, 1978.
15. **Dahmen, F.** *Freilaufkupplungen.* Funktion, Aufbau und Anwendungsmöglichkeit. În: Die Maschine, nr. 7–8, 1968.
16. **Darenberg, D., Krellmann, H. și Ruggen, W.** *Das Verhalten einer elastischen Kupplung mit linearer Kennlinie bei hohen Stossmomenten.* În: Industrie-Anzeiger, 92, nr. 54, 1970, p. 1270–1274.
17. **Darenberg, D., Krellmann, H. și Ruggen, W.** *Das Verhalten einer elastischen Kupplung mit linearer Kennlinie bei hohen Wechseldrehmomenten.* În: Industrie-Anzeiger, 92, nr. 107–108. 1970, p. 2582–2584 (Teil 1); 93, nr. 17, 1971, p. 353–356 (Teil 2).
18. **Diacenko, K.S. și Kirkaci, N.F.** *Predohranitelnîe muftî.* Kiev, Gostehizdat, 1962.
19. **Diaconescu, D.** *Cinetostatica transmisiilor bicardanice.* C.J.I.T.-Brașov, 1979.
20. **Dittrich, O. și Schumann, R.** *Anwendungen der Antriebstechnik.* Band II: *Kupplungen.* Mainz, Otto Krausskopf-Verlag, GmbH, 1974.
21. **Doughtie, V.L., Vallance, A. și Kreisle, L.F.** *Design of Machine Members.* New York, San-Francisco, Toronto, London, Mc Graw-Hill Book Co., 1964.
22. **Drăghici, I.** *Cuplaje* (cap. 9). În: Manualul inginerului mecanic. Mecanisme. Organe de mașini. Dinamica mașinilor. București, Editura tehnică, 1976, p. 515–562.
23. **Drăghici, I., Bobancu, S. și Chișu, E.** *Kupplungen und ihre Funktionen strukturell systema-tisieren.* În: Maschinenmarkt, 84, nr. 6, 1978, p. 101–103.
24. **Drăghici, I., Ciobotă, M., Cernahoschi, M. și Iacob, V.** *Die optimierung der Parameter de Fuhrungssitzes des elastischen Elementes bei Kupplungen mit metallischen Kupplungsele-menten.* În: Buletinul Universității din Brașov, seria A. Mecanică aplicată – Construcții de mașini, vol. XX-A, 1978, p. 117–124.
25. **Drăghici, I. ș.a.** *Calculul și construcția cuplajelor.* București, Editura tehnică, 1978.
26. **Drăghici I. ș.a.** *Sistem pentru evaluarea influenței cuplajelor elastice cu arcuri multilamelare asupra dinamicii sistemelor cu mișcare de rotație.* În: Noutăți în mecanisme și organe de mașini, vol. II, Brașov, 1978, p. 69–73.
27. **Drăghici, I., Bejan, C.** *Determinarea spectrului vibrațiilor libere ale cuplajelor elastice cu caracteristică neliniară, prin metoda liniarizării armonice.* În: Buletinul Universității din Brașov, seria A, Mecanică aplicată – construcții de mașini, vol. XX-A, 1978, p. 111–116.

28. **Drăghici, I., Ciobotă, M., Cernahoschi, M. şi Iacob, V.** *Theoretische Berechnung elastischer Kupplungen mit metallischen Elementen.* În: Maschinenmarkt, 85, nr. 21, 1979, p. 363—366.
29. **Drăghici, I., Moldovean, Gh.** *Metodica de calcul geometric, dinamic şi de rezistenţă, cu optimizarea parametrilor de bază şi calculul automat pe calculatorul Wang 2200-B, pentru cuplajele Oldham.* Bucureşti, I.C.T.C.M., 1979.
30. **Drăghici, I., Olteanu, F. şi Florea, R.** *Metodica de calcul geometric, dinamic şi de rezistenţă, cu optimizarea parametrilor de bază şi calculul automat pe calculatorul Wang 2200-B, pentru cuplajele dinţate.* Bucureşti, ICTCM, 1979.
31. **Drăghici, I., Ciobotă, M., Bejan, C. şi Florea, R.** *Metodica de calcul geometric, dinamic şi de rezistenţă, cu optimizarea parametrilor de bază şi calculul automat pe calculatorul Wang 2200-B pentru cuplajele elastice cu arcuri multilamelare.* Bucureşti, I.C.T.C.M., 1979.
32. **Dudiţă, Fl.** *Transmisii cardanice.* Bucureşti, Editura tehnică, 1966.
33. **Dudiţă, Fl.** *Kardangelenkgetriebe und ihre Anwendungen.* Düsseldorf, V.D.I.-Verlag, 1973.
34. **Dudiţă, Fl.** *Cuplaje mobile homocinetice.* Bucureşti, Editura tehnică, 1974.
35. **Dudiţă, Fl. şi Diaconescu, D.** *Mecanisme* (baze teoretice). Universitatea din Braşov, 1979.
36. **Duminy, J.** *Betriebsverhalten schaltbarer Reibkupplungen.* În: V.D.I.-Berichte, nr. 299, 1977, p. 71—78.
37. **Dunaev, P.F.** *Konstruirovanie uzlov i detalei maşin.* Moscova, Iz-vo Visşaia Skola, 1966.
38. **Ehlers, H.R. şi Volker, U.** *Reibwerkstoffe für Öllauf-Kupplungen und-Bremsen.* În: Antriebstechnik, nr. 2, 1969, p. 61—64.
39. **Fleiss, R.** *Das Radial-und Axialverhalten von Zahnkupplungen.* Dissertation, TH. Darmstadt, 1977.
40. **Görlich, R.** *Teoretische Untersuchnung der Schwingungsvorgänge beim Schalten von Reibkupplungen.* În: Automobil-Industrie, nr. 1, 1970, p. 57—67.
41. **Harting. G.R.** *Design and Application of Heavy-Duty Clutches.* În: SAE Meeting, Chicago, 1962.
42. **Heinz, E.** *Kupplungslamellen Sintermetallbasis.* Eigenschaften und Hertellungsverfahren. În: Maschinenmarkt, nr. 54, 1969, p. 1233—1234.
43. **Heinz, R.** *Untersuchung der Kraft-und Reibungsverhältnisse in Zahnkupplungen für grosse Leistung.* Dissertation, TH. Darmstadt, 1977.
44. **Hille, Fr.** *Auslegung von Kupplungen.* În Antriebstechnik, nr. 4, 1968, p. 140—145.
45. **Koskin, V.N.** *Uproşcenîi rasciot nagruzzocinoi sposobnosti zubciatîh muft.* În: Izvestia Vuzov, Maşinostroenie, nr. 5, 1970, p. 40—48.
46. **Looman, J.** *Auslegung von Freiläufen.* În: Konstruktion, 21, nr. 5, 1969, p. 184—190.
47. **Lopatkin, M.G.** *Krutiaşcii moment pri vîkliucenii kulacikovîh predohranitelnîh muft.* În: Stanki i instrument, nr. 12, 1968, p. 29—31.
48. **Malahovski, Ia.Z. ş.a.** *Kardanîe peredaci.* Moscova, Maşghiz, 1962.
49. **Malţev, V.F.** *Rolikovîe mehanizmî svobodnogo hoda.* Moscova, Maşghiz, 1959.
50. **Moldovean, Gh.** *Aspecte ale cuplării cuplajelor de siguranţă cu gheare.* În: Buletinul sesiunii tehnico-ştiinţifice IUG Progresul Brăila, 1978, p. 199—202.
51. **Moldovean, Gh. şi Crişan, I.** *Momentul de torsiune transmis de cuplajul de siguranţă cu corpuri de blocare radiale.* În: Noutăţi în mecanisme şi organe de maşini, vol. II. Universitatea din Braşov, 1978. p. 105—110.
52. **Moldovean, Gh. ş.a.** *Influenţa parametrilor funcţionali asupra sensibilităţii la decuplare a cuplajului de siguranţă cu bile.* În: Noutăţi în mecanisme şi organe de maşini, vol. II. Universitatea din Braşov, 1978, p. 111—118.
53. **Nitsche, C.** *Die Einsatzmoglichkeiten von hochelastischen Kupplungen, dargestellt am Beispiel der Periflex-Kupplungen.* În: Antriebstechnik, 8, nr. 2, 1969, p. 48—54.
54. **Pampel, W.** *Kupplungen.* Band I. Berlin, VEB Verlag Technik, 1958.
55. **Pinnekamp, W.** *Drehmomentbegrenzung durch Rutschkupplungen beim Anfahren von Maschinensätzen.* În: Konstruktion, 18, nr. 5, 1966, p. 192—197.
56. **Poliakov, V.S. şi Barbaş, I.D.** *Muftî.* Moscova, Maşghiz, 1964.
57. **Poliakov, V.S., Barbaş, I.D. şi Riahovski, O.A.** *Spravocinik po muftam.* Leningrad, Maşinostroenie, 1979.
58. **Pötschke, H.** *Kupplungen und Antriebselemente für den Werkzeugmaschinenbau.* În: Antriebstechnik, nr. 1, 1974, p. 51—54.
59. **Schalitz, A.** *Kupplungs-Atlas.* Ludwigsburg/Württ, AGT-Verlag Georg Thum, 1969.
60. **Steinhilper, W.** *Berechnung von drehelastischen Kupplungen mit nichtlinearer Kennlinie* În: Konstruktion, 18, nr. 2, 1966, p. 50-57.

61. Stölzle, K. și Hart, S. *Freilaufkupplungen*. Berlin, Göttingen, Heidelberg, Springer-Verlag, 1961.
62. Stübner, K. și Rüggen, W. *Kupplungen. Einsatz und Berechnung*. München, Carl Hanser Verlag, 1961.
63. Stübner, K. *Lamellensicherheitskupplungen im Steinbrecher*. În: Maschinenmarkt, nr. 54, 1970, p. 2156–2157.
64. Stübner, K. *Mechanische Schaltkupplungen mit hydrostatischer Betätigung*. În: Antriebstechnik, nr. 3, 1972, p. 77–83.
65. Sulkin, A.G. *Metodica rasciota uprugoi mufti so zmeevidnîmi prujinami*. În: Vestnik mașinostroenia, nr. 5, 1962, p. 34–40.
66. Tepinkiciev, V.K. *Predohranitelnîe ustroistva ot peregruzki stankov*. Moscova, Mașinostroenie, 1968.
67. Terplan, Z., Naghy, G. și Herczeg , I. *Mechanikus tengelykapcsolók* Budapest. Műszaki, Könyvkiado, 1966.
68. Terplan, Z., Naghy, G. și Herczeg, I. *Különleges tengelykapscolók*. Budapest, Műszaki Könyvkiado, 1971.
69. Timtner, K. *Berechnung der Drehfeder-Kennlinien und zulässigen Drehmomente bei Freilaufkupplungen mit Klemmkörpern*. În: Konstruktion, 27, nr. 11, 1975, p. 433–437; nr. 12 1975, p. 472–477.
70. Turcu, S. *Contribuții privind efectul de amortizare al cuplajelor elastice cu elemente nemetalice* Teză de doctorat, I. P. București, 1979.
71. Wiener, D. *Elastische Kupplungen — Einsatzgebiete und Kriterien für die Auswahl*. În: Die Maschine, nr. 9, 1970, p. 136–138.
72. *Cuplaje dințate în construcțiile moderne de mașini*. București, ICDT, 1967.
73. *Detali mașin. Rasciot i konstruirovanie*. Tom 1., Moscova, Mașinostroenie, 1968, p. 279–333.
74. *Schaltbare Wellenkupplung Conalus K.B*. În: Antriebstechnik, nr. 1, 1970, p. 32.
75. Catalog: *Cuplaje permanente compensatoare și amortizoare de uz general*. București, I.C.T.C.M., 1979.

Documentația tehnică a firmelor specializate

76. Antrieb AG (RFG), Werkstr, 4, 8630 Rüti.
77. Baruffaldi Frizioni Sp. A (Italia).
78. Binder Magnete GmbH (RFG), 7730 VS-Vilingen. Postfach 1220.
79. Bolenz &. Schäfer Maschinenfabrik KG (RFG), 4600 Dortmund, Postfach 674.
80. Borg-Warner-Stieber GmbH, Heidelberg (RFG).
81. A. Breitbach (RFG), Wittener Strasse 53, 56 Wuppertal-Barmen.
82. David Brown SADI S.A. (Belgia) Rue des carburants, 4, B-1190 Bruxelles.
83. Engrenages CITRÖEN et E-ts. R. Messian (Franța), Rue Latécoère, 78, Vélizy-Villaconblay.
84. Crofts (Engineers) Ltd. (Anglia), Bradford 3, Yorkshire.
85. Întreprinderea mecanică Cugir, Jud. Alba.
86. Heinrich Desch KG (RFG), 5760 Arnsberg 1, Postfach 1440.
87. G. Elbe & Sohn GmbH & Co (RFG), 7120 Bietigheim-Bissingen, Postfach 20.
88. A. Friedr. Flender &. Co. (RFG), 4290 Bocholt, Postfach 139.
89. Gelenkwellenbau GmbH (RFG), 4300 Essen, Westendhof. 7–9.
90. Glaenzer Spicer (Franța), 10 Rue J–P. Timbaud, 78 Poissy.
91. Alfred Heyd (RFG), 712 Bissingen-Enz/Bietigheim (Württ).
92. Hochreuter & Baum, Maschinenfabrik (RFG), 8800 Ansbach/Mittelfranken, Würzburger Landstrasse, Postfach 208.
93. Holset Engineering Co. Ltd. (Anglia), Turnbridge, Huddersfield.
94. Italcardano (Italia), 20154 Milano, Via Cenisio, 50.
95. Kauermann KG (RFG), Düsseldorf, Gerresheim.
96. Fried. KRUPP, Maschinenfabriken Essen (RFG), Essen, Helenenstrasse 149.
97. Kupplungstechnik GmbH (RFG), D–4440 Rheine (Westf.), Postfach 680.
98. Lohmann & Stolterfoht (RFG), 581 Witten, Mannesmannstrasse 29.
99. LUK-Lamellen und Kupplungsbau GmbH (RFG), 7580 Bühl, Industriestrasse 3.
100. Maschinenfabrik Mönninghoff (RFG), 4630 Bochum.
101. Metalastik Ltd. (Anglia), Evington Valley Road, Leicester.
102. Metalluk, Bauscher GmbH+Co. KG. (RFG), 86 Bamberg, Postfach 2066.
103. Ortlinghaus-Werke GMBH (RFG), 5678 Wermelskirchen, Postfach 1440.

104. P.I.V. Antrieb Werner Reimers KG (RFG), D-638, Bad Homburg, V.D.H.
105. P.I.C. Design (SUA), 6842 Van Nuys Blvd, Van Nuys, Calif. 91405 P.O.
106. Prodan Helmut Bohne KG (RFG), 7031 Gärtringen, Postfach 25.
107. RENK, Werk Wülfel (RFG), 3000 Hannover 89, Eichelkampstrasse 4—10.
108. Renold Ltd. (Anglia), Renold House, Wythenshawe, Manchester M 225 WL.
109. Întreprinderea SINTEROM, Str. Podgoriei 6, Cluj-Napoca.
110. Stieber & Nebelmeier (RFG), 8 München 45, Schleissmeier Str. 371.
111. Stromag GmbH (RFG), 475 Unna, Postfach 309/310.
112. SUCO, Robert Scheuffele & Co. (RFG), Bietigheim-712 Bissingen/Württ.
113. F. Tacke RG(RFG), Rodder Damm, D-4440 Rheine 1, Postfach 1069
114 TEXROPE (Franța), 116-120 Rue Danton, 92 Levallois-Perret.
115. TOURCO (Franța), Zone Industrielle, 49 Saint-Barthélemy d'Anjou.
116. A. Tschan GmbH (RFG), 668 Neuenkirchen-Saar, Postfach 266.
117. Vibrastop (RFG), Wielheim/Teck.
118. Vulkan, Kupplungs-und Getriebebau, Bernhard Hackfosth & Co. KG. (RFG), 4690 Herne 2, Postfach 305.
119. Zahnradfabrik, Friedrichshafen AG(RFG), Friedrichshafen (Siemens AG).
120. Jean Walterscheid KG(RFG), Lohmar, 52 Siegburg, Potsfach 128.
121. Frank WIGGLESWORTH & Co. Ltd. (Anglia), Shipley, York.

10 Asamblări prin caneluri. Asamblări presate

10.1. Asamblări prin caneluri

Notații

b — lățimea canelurii;
d, D — diametrele interior și exterior ale arborelui canelat;
d_i, d_e — diametrul de fund, respectiv de vîrf al arborelui, la canelurile în evolventă;
D_e, D_d — diametrul de vîrf al butucului, respectiv diametrul de divizare la canelurile în evolventă;
h, h_1 — înălțimea, respectiv înălțimea portantă a canelurii;
L — lungimea butucului canelat;
m, z — modulul, respectiv numărul de caneluri, la canelurile evolventice;
M_{tn} — momentul de torsiune nominal;
$M_{t\ cap}$ — momentul de torsiune capabil să-l transmită asamblarea;
n — turația arborelui canelat (frecvența de rotație), în rot/min;
P_{sf}, P_{sfa} — puterea specifică de frecare, respectiv admisibilă (puterea de frecare raportată la 1 mm² din suprafața de contact a canelurilor);
r_m — raza medie a asamblării canelate, la care acționează forța periferică F;
S' — suprafața portantă, necesară pentru transmiterea momentului de torsiune nominal;
s' — suprafața portantă reală — a flancurilor canelurilor — raportată la unitatea de lungime de contact a butucului canelat;
z — numărul de caneluri;
β_k, β_{kt} — coeficientul efectiv, respectiv teoretic de concentrare, pentru asamblările canelate;
ε, γ — factorul dimensional, respectiv coeficientul de calitate;
σ_i, σ_{at} — efortul unitar efectiv, respectiv rezistența admisibilă la încovoiere;
σ_s, σ_{as} — efortul unitar efectiv, respectiv rezistența admisibilă la strivire;
σ_{sm} — valorile medii ale efortului unitar de strivire pentru un coeficient de repartizare a sarcinii pe caneluri $k = 1{,}0$;
τ_{at} — rezistența admisibilă la torsiune, pentru calculul convențional al arborilor;
τ_a, τ_m — amplitudinea, respectiv efortul unitar mediu în cazul ciclului variabil de solicitare;
τ_{tn} — efortul unitar nominal de răsucire al arborilor canelați;
$\Delta\varphi$ — unghiul de înclinare a elementelor componente ale asamblării canelate.

Asamblările prin caneluri — comparativ cu asamblările prin pene — au următoarele avantaje: capacitate de încărcare mai mare — la aceleași dimensiuni de gabarit; rezistență la oboseală mai mare; centrare și ghidare precisă a pieselor asamblate; tehnologicitate și precizie mai bune.

Asamblările prin caneluri pot fi fixe sau mobile, caracterul fix sau mobil reflectîndu-se asupra formei și dimensiunilor profilului și asupra modului de centrare.

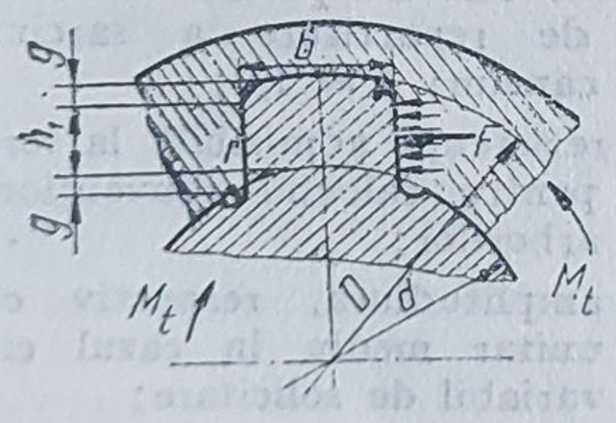
În construcția de mașini se utilizează caneluri dreptunghiulare, în evolventă și triunghiulare.

10.1.1. *Relațiile și metodica de calcul*

Cunoscînd momentul nominal de torsiune M_{tn} și condițiile de funcționare, calculul asamblărilor prin caneluri se poate desfășura după metodica prezentată în tabelul 10.1.

Tabelul 10.1

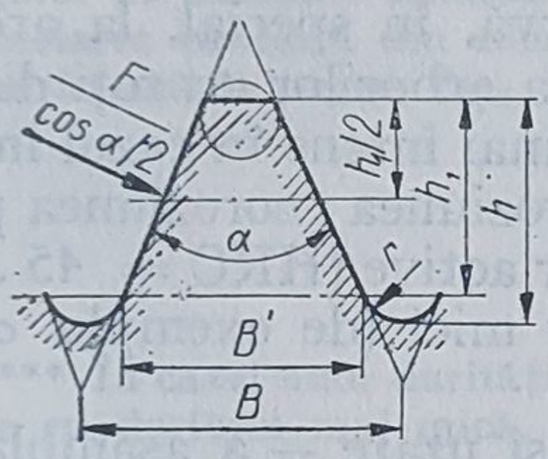
Relațiile și metodica de calcul a asamblărilor prin caneluri [2, 5, 6, 9]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
	Caneluri dreptunghiulare
Diametrul arborelui d	$d \geqslant \sqrt{\dfrac{M_{tn}}{0{,}2\tau_{at}}}$; $\tau_{at} = 250 \ldots 350$ daN/cm² Valorile superioare ale intervalului valorilor τ_{at} se recomandă în cazul arborilor scurți
Parametrii asamblării	În funcție de diametrul d al arborelui-rotunjit la o valoare standardizată — din STAS 1768-68, 1769-68, 1770-68 și 2670-78.
Suprafața portantă necesară S'*	$S' = M_{tn}/r_m \sigma_{as}$; σ_{as} — tabelele A.10-1 ... A.10-4 $r_m = (D + d)/4$
Suprafața portantă reală, raportată la unitatea de lungime, s' 	$s' = 0{,}75\ [(D - d)/2 - 2g]\, z$; cu $h_1 = (D - d)/2 - 2g$; $g \equiv r$; $r = (0{,}1 \ldots 0{,}15)h$; $h = (D - d)/2$
Lungimea necesară a butucului L	$L \geqslant S'/s'$
Momentul de torsiune capabil $M_{t\,cap}$	$M_{t\,cap} = s' L r_m \sigma_{as} \geqslant M_{tn}$
Efortul unitar de încovoiere σ_i **	În ipoteza că forța F este aplicată la mijlocul înălțimii canelurii: $\sigma_i = \beta_k 3F/b^2 L$, cu $F = 2M_{tn}/Dz0{,}75$; sau $\sigma_i = 8\beta_k M_{tn}/b^2 LDz \leqslant \sigma_{ai}$; β_k — fig. A.10-1; $\sigma_{ai} = (0{,}3 \ldots 0{,}5)\sigma_{02}$

* La asamblările canelate montate cu joc pe flancuri și la asamblările canelate mobile rezistența acestora este limitată de eforturile unitare de strivire; în acest caz, se recomandă $b/(h_1 + 2g) = 1{,}0 \ldots 1{,}2$ și $r/(h_1 + 2g) = 0{,}1 \ldots 0{,}15$ [6].

** La asamblările canelate montate cu strîngere pe flancuri și la cele cu pretensionare, rezistența acestora este limitată de eforturile unitare de încovoiere; în acest caz se recomandă $b/(h_1 + 2g) = 1{,}5 \ldots 2$ și $r/(h_1 + 2g) = 0{,}15 \ldots 0{,}2$ [6].

Tabelul 10.1 (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul şi recomandările necesare
Lungimea necesară a butucului L	Cînd este necesar, $L \geqslant 8\beta_k M_{tn}/b^2 D\sigma_{at}$, β_k – fig. A.10-1; $\sigma_{at} = (0{,}3 \ldots 0{,}5)\sigma_{02}$
Momentul de torsiune capabil $M_{t\,cap}$	$M_{t\,cap} = 0{,}125\, b^2 L D\sigma_{at}/\beta_k \geqslant M_{tn}$
Caneluri triunghiulare	
Diametrul arborelui d	La fel ca la canelurile dreptunghiulare
Parametrii asamblării	În funcţie de diametrul d al arborelui—rotunjit la o valoare standardizată – din STAS 7346-65
Lungimea necesară a butucului L 	$L \geqslant 1{,}7\, M_{in} \dfrac{h_1 \operatorname{tg} \alpha/2 + 2r \cos \alpha/2}{D^2 h_1 \sigma_{as}}$; $h_1 = \dfrac{D-d}{2} - r$; σ_{as} – tabelele A.10-1 ... A.10-4 *Se recomandă* $\alpha = 60 \ldots 70°$ şi $r/h = 0{,}1 \ldots 0{,}2$, pentru obţinerea unei rezistenţe optime; $\alpha = 70°$ – eforturile unitare de încovoiere sînt neglijabile
Efortul unitar de strivire σ_s	$\sigma_s = F/h_1 L$ sau $\sigma_s \approx 1{,}7\, M_{tn}\,(h_1 \operatorname{tg} \alpha/2 + 2r \cos \alpha/2)/D^2 h_1 L \leqslant \sigma_{as}$, cu: $z = \dfrac{\pi D}{B} = \dfrac{\pi R}{h_1 \operatorname{tg} \alpha/2 + 2r \cos \alpha/2}$ şi $F = M_{tn}\,(h_1 \operatorname{tg} \alpha/2 + 2r \cos \alpha/2)/\pi R^2\, 0{,}75$; σ_{as}, v. tabelele A.10-1 ... A.10-4
Momentul de torsiune capabil $M_{t\,cap}$	$M_{tcap} \approx D^2 h_1 L \sigma_{as}/1{,}7(h_1 \operatorname{tg} \alpha/2 + 2r \cos \alpha/2) \geqslant M_{tn}$
*Caneluri in evolventă****	
Diametrul arborelui d	La fel ca la canelurile dreptunghiulare
Parametrii asamblării	În funcţie de diametrul d al arborelui—rotunjit la o valoare standardizată – din STAS 6858-63
Lungimea necesară a butucului L 	$L \geqslant \dfrac{2\, M_{tn}}{0{,}75\, D_d h z\, \sigma_{as}}$, cu $h = \dfrac{d_e - D_e}{2}$; σ_{as}, v. tabelele A.10-1 ... A.10-4 *Se recomandă* $\alpha = 30°$, cu $h_1 = 2{,}0\ m$ $\alpha = 20 - 25°$, cu $h_1 = 1{,}2\ m$

*** În principiu, se neglijează solicitarea de încovoiere.

Tabelul 10.1 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Efortul unitar de strivire σ_s	$\sigma_s = 2M_{tn}/0{,}75\ D_d h L z \leqslant \sigma_{as}$
Momentul de torsiune capabil $M_{t\,cap}$	$M_{t\,cap} = 0{,}375\ D_d h L z \sigma_{as} \geqslant M_{tn}$

În general, rezistența asamblărilor canelate este limitată de rezistența la strivire [6].

În cazul acțiunii sarcinilor variabile se poate produce distrugerea elementelor componente ale asamblării canelate, ca urmare a concentrării eforturilor unitare [1]. În general, o însemnată concentrare a eforturilor unitare are loc la partea liberă a asamblării canelate (în partea în care nu există contact cu butucul).

Asamblările canelate ies din funcțiune, în principal, ca urmare a uzării flancurilor active ale canelurilor. Aceasta se observă, în special, la arcurile bară de torsiune, la arborii cardanici, la asamblarea arborilor cu roți dințate etc. Uzarea asamblărilor canelate se produce mult mai intens în cazul în care pe suprafața de contact a asamblării se dezvoltă coroziunea; coroziunea poate apărea chiar în cazul unor durități mari a flancurilor active (HRC = 45 ... 55) și a unor eforturi unitare medii de strivire relativ mici (de exemplu $\sigma_{sm} = 5$ daN/mm^2).

Relațiile și metodica de calcul — la oboseală și uzare — a asamblărilor canelate sînt prezentate în tabelul 10.2.

Tabelul 10.2

Relațiile și metodica de calcul a asamblărilor canelate, la oboseală și uzare [1]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
*Calculul la oboseală a asamblărilor canelate**	
Efortul unitar nominal de torsiune τ_{tn}	$\tau_{tn} = M_t/W_p \approx M_t/0{,}2\ d^3$
Componentele ciclului variabil de solicitare τ_a, τ_m	$\tau_m = \tau_a = \tau_{tn}/2$
Coeficientul de siguranță la oboseală c_τ**	De exemplu, după schematizarea Soderberg: $c_\tau = 1/\left(\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\,\frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_{02}}\right)$ sau după alte metode de schematizare a diagramei rezistențelor la oboseală (v. cap. 11 „Arbori drepți"); β_k v. fig. A. 10-1; β_{kt} din tabelul A.10-5, pentru canelurile dreptunghiulare; β_{kt}, din tabelul A.10-6, pentru canelurile evolventice; ε, γ, v. cap. 11: „Arbori drepți";

* Scoaterea din funcțiune a arborilor canelați ca urmare a pierderii rezistenței la oboseală se produce, de obicei, în partea în care nu există contact cu butucul.

** În calculele orientative la oboseală a arborilor canelați se ia în considerare doar concentrarea eforturilor unitare de torsiune.

Tabelul 10.2 (continuare)

1	2
*Calculul rezistenței la uzare a asamblărilor canelate****	
Necesitatea calculului rezistenței la uzare	*Se verifică* [1]: $P_{sf} \leqslant 0,1\,HRC$, pentru cazul ungerii corespunzătoare; $P_{sf} \leqslant 0,06\,HRC$, pentru cazul unei ungeri necorespunzătoare În cazul valabilității relațiilor menționate mai înainte nu este necesară verificarea rezistenței la uzare a asamblărilor canelate
Puterea specifică de frecare P_{sf}	$P_{sf} = \Delta\varphi n d_m \mu \sigma_{sm} \sqrt{1+(L/d_m)^2}/60$ [daN · mm/mm² · s], cu: $d_m = (D + d)/2$ — caneluri dreptunghiulare; $d_m = D_d = mz$ — caneluri evolventice și triunghiulare; σ_{sm}, din tabelul A.10-7
Unghiul de înclinare admisibil, în asamblarea canelată din condiția de rezistență la uzare, $\Delta\varphi_a$	Cînd este necesar, se calculează $\Delta\varphi_a \leqslant 60 P_{sfa}/\mu\sigma_{sm} n d_m \sqrt{1 + (L/d_m)^2}$, cu: $P_{sfa} = 0,3\,HRC$, în cazul unei ungeri necorespunzătoare a asamblării canelate (ceață de ulei ș.a.); $P_{sfa} = 0,5\,HRC$, pentru asamblările canelate cu ungere corespunzătoare.

*** În cazul unor durități diferite ale arborelui și butucului, calculul se efectuează pentru piesele cu duritate mai mică.

Unghiul $\Delta\varphi_a$ admisibil de înclinare a elementelor componente ale asamblării canelate poate fi mărit dacă se micșorează presiunile de contact și coeficientul de frecare.

În vederea micșorării coeficientului de frecare μ se întrebuințează diferite acoperiri galvanice (cadmiere, cu nichel, cu cupru, cu argint ș.a.), recomandîndu-se o grosime a stratului acoperit de 6—15 μm [1].

10.1.2. *Recomandări privind alegerea tipului de asamblare canelată*

Rezistența la strivire și încovoiere a asamblărilor canelate — cu caneluri simetrice — nu depinde de dimensiunile și numărul canelurilor, fiind determinată numai de profilul acestora (v. [6] și tabelul 10.1).

În ceea ce privește alegerea tipului de asamblare canelată se pot indica următoarele recomandări [6]:

— totdeauna este rațională utilizarea canelurilor mici, care permit micșorarea dimensiunilor radiale ale asamblării și mărirea rezistenței arborelui și butucului canelat;

— canelurile triunghiulare au capacitatea de încărcare cea mai bună; practic, canelurile în evolventă au aceeași capacitate de încărcare; cele mai puțin rezistente sînt canelurile dreptunghiulare.

Parametrii optimi care asigură o rezistență corespunzătoare a asamblărilor canelate sînt [6]:

— pentru canelurile dreptunghiulare, $b/h = 1 \ldots 2$;

— pentru canelurile triunghiulare, $\alpha = 60 \ldots 70°$, la $r/h = 0{,}1 \ldots 0{,}2$;

— pentru canelurile în evolventă, $\alpha_0 = 20°$, cu $h_1 = 2\,m$; $\alpha_0 = 20 \ldots 25°$, cu $h_1 = 1{,}2\,m$.

Asamblările prin caneluri triunghiulare — avînd o bună rezistență la încovoiere — se recomandă, în special, pentru asamblările fixe; pot prelua sarcini mari și cu șocuri, centrarea realizîndu-se pe flancuri. Conform [6], se întrebuințează — în principal — la asamblările cu caneluri mici și la asamblările cu butuci executați din materiale cu duritate mică.

Asamblările zimțate pot fi considerate ca fiind asamblări cu profile triunghiulare cu un număr mare de caneluri și cu o înălțime redusă a acestora; se folosesc pentru solidarizarea pîrghiilor și a manivelelor, obținîndu-se o foarte bună fixare [9].

Asamblările prin caneluri în evolventă au o bună rezistență la solicitări variabile, utilizîndu-se în construcția de autovehicule. Se folosesc în cazurile în care materialul butucului are o duritate $\leqslant 40\ HRC$, fiind încă posibilă broșarea canelurilor; excepție fac butucii, tratați prin nitrurare, la care broșarea poate fi adoptată ca operație finală [6].

10.1.3. *Elemente constructive*

La asamblările cu caneluri dreptunghiulare centrarea poate fi (v. și STAS 1768-68 * și 1770-68 *): interioară (pe diametrul interior al arborelui), pe flancuri sau exterioară (pe diametrul exterior al arborelui).

Asamblarea cu centrare exterioară este mai precisă și simplă, diametrul exterior rectificîndu-se; se întrebuințează cînd butucul nu este tratat termic. Asamblarea cu centrare interioară este frecvent folosită, fiind cea mai precisă; se utilizează, în special, cînd butucul este tratat termic cu $HRC > 40$ [6]. Centrarea pe flancuri permite să se păstreze corectitudinea montării piesei pe arbore flancurile rectificîndu-se; se obține o repartizare mai uniformă a sarcinii între caneluri, utilizîndu-se — în special — la asamblările mobile; se recomandă de asemenea pentru momente mari de torsiune, la solicitări cu șocuri, la modificarea sensului de rotație și în cazurile în care butucul are duritatea $HRC \leqslant 40$.

Dimensiunile asamblărilor prin caneluri pentru construcția de mașini-unelte sînt standardizate prin STAS 2670-78, numărul canelurilor fiind patru, respectiv șase.

Toleranțele și ajustajele — pentru canelurile cu profil dreptunghiular — sînt indicate în STAS 6565-79 și 2670-78.

Arborii și butucii canelați se execută din oțel; la asamblările mobile, suprafețele active se durifică printr-un tratament termic sau termochimic pentru mărirea rezistenței la uzare rectificîndu-se — după tratament — suprafețele de centrare; în unele cazuri, broșarea poate fi operația finală a prelucrării alezajului asamblărilor canelate.

Asamblările conice prin caneluri (fig. 10.1) asigură o centrare fără joc; butucul nu are nevoie de prag de fixare axială. Executarea acestor caneluri este mult mai complicată, comparativ cu a canelurilor cilindrice [6]. Este recomandabilă centrarea interioară (v. fig. 10.1, *b*).

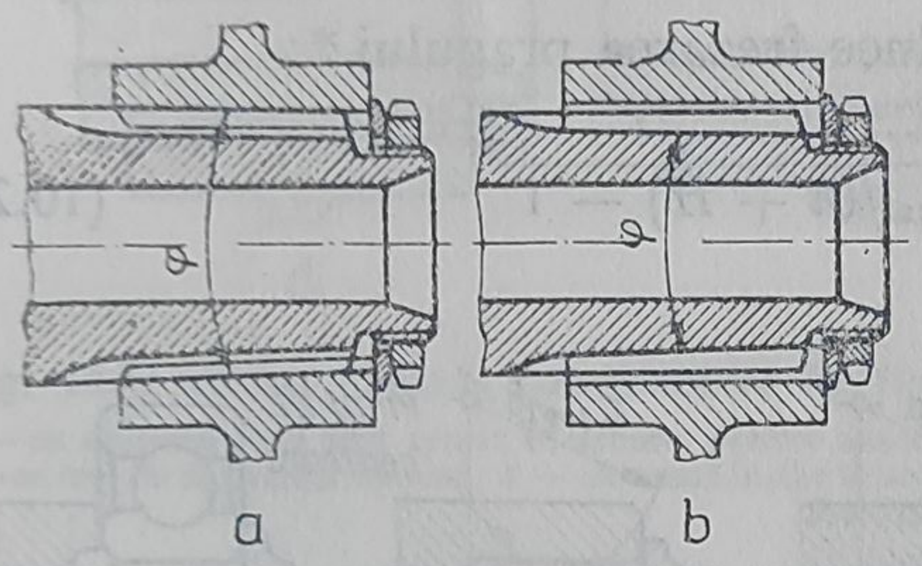


Fig. 10.1. Asamblări conice prin caneluri [6]:
a — cu centrare pe diametrul exterior ($\varphi = 3—5°$);
b — cu centrare pe diametrul interior ($\varphi' \leqslant 1—2°$ și $\triangleright \approx 1:15$).

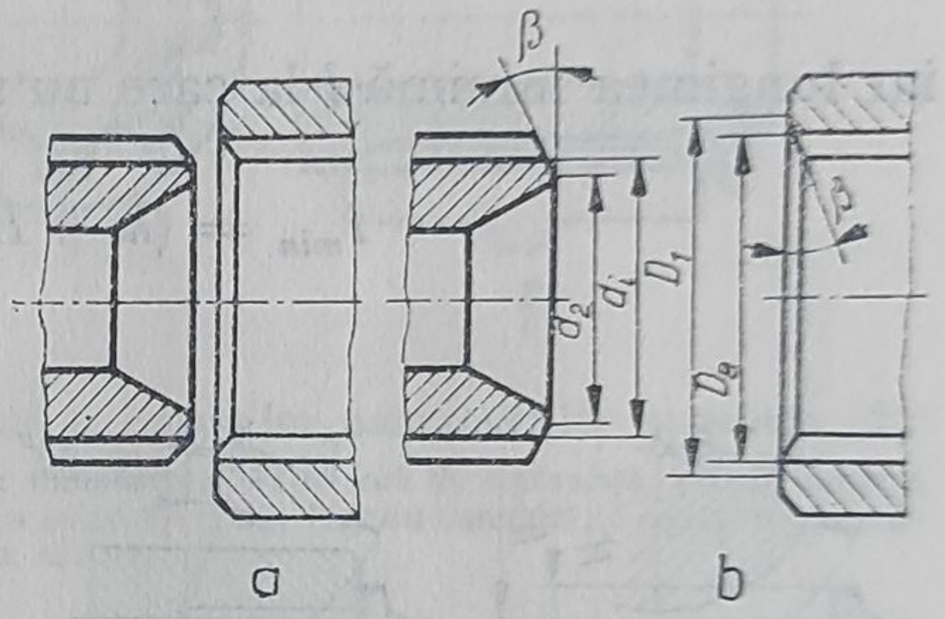


Fig. 10.3. Exemple de executare a flancurilor frontale ale asamblărilor canelate [5]:
a — cu șanfren; *b* — soluție mai corectă ($\beta = 15 \ldots 30°$; $D_1 < D_e$ și $d_2 > d_i$).

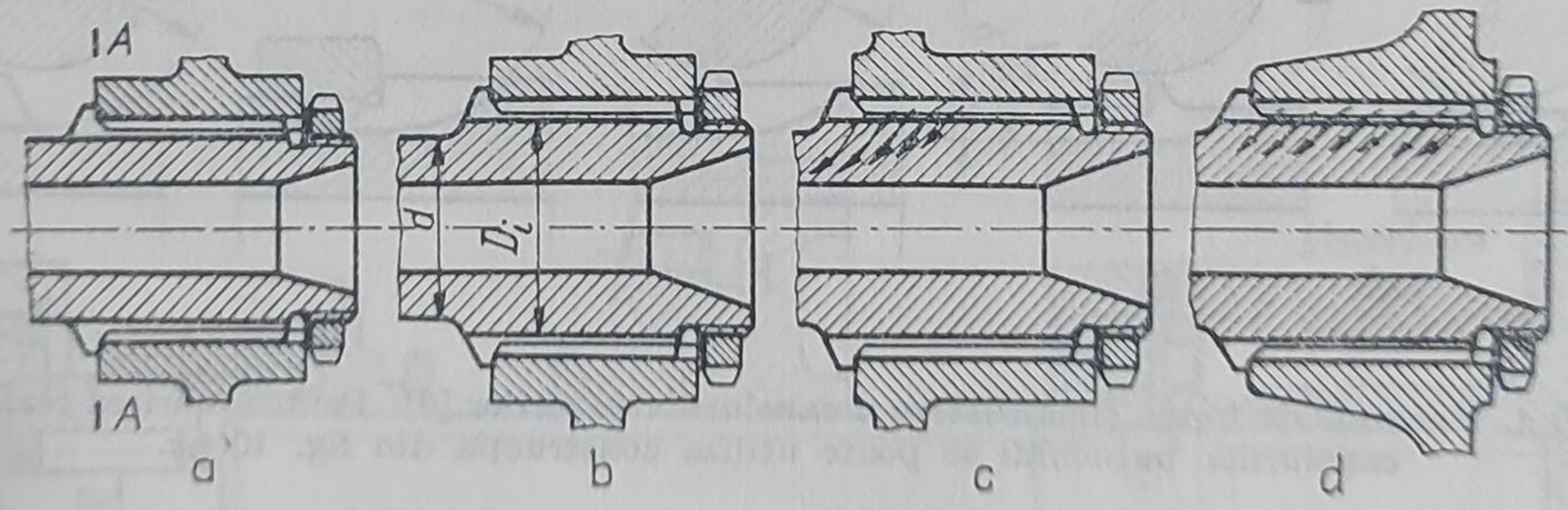


Fig. 10.2. Exemple de construcții îmbunătățite de asamblări canelate [5]:
a — secțiunea periculoasă *A—A*; *b* — pentru micșorarea eforturilor unitare în secțiunea periculoasă se recomandă ca $D_i = (1{,}15 \ldots 1{,}2)\, d$; *c* — construcție nerațională a butucului; *d* — forma rațională a butucului, pentru uniformizarea repartiției sarcinii pe caneluri.

Gradul de concentrare a eforturilor unitare, în asamblările canelate, depinde de forma trecerii de la caneluri la arbore. În fig. 10.2 se prezintă cîteva exemple de construcții îmbunătățite, în acest sens, de asamblări prin caneluri.

Arborii și butucii canelați se execută din oțel; la asamblările mobile, suprafețele active se durifică printr-un tratament termic sau termochimic pentru mărirea rezistenței la uzare rectificîndu-se — după tratament — suprafețele de centrare; în unele cazuri, broșarea poate fi operația finală a prelucrării alezajului asamblărilor canelate.

Asamblările conice prin caneluri (fig. 10.1) asigură o centrare fără joc; butucul nu are nevoie de prag de fixare axială. Executarea acestor caneluri este mult mai complicată, comparativ cu a canelurilor cilindrice [6]. Este recomandabilă centrarea interioară (v. fig. 10.1, *b*).

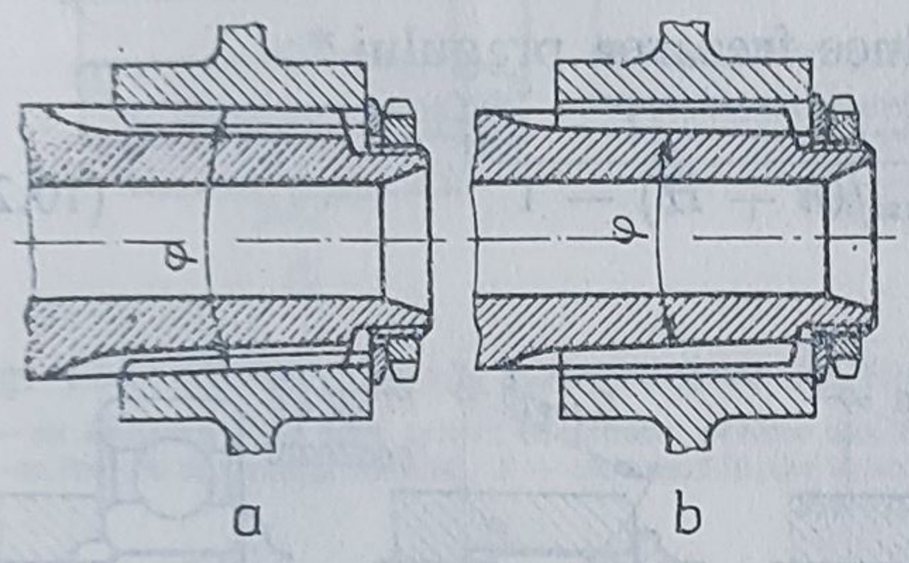


Fig. 10.1. Asamblări conice prin caneluri [6]:
a — cu centrare pe diametrul exterior ($\varphi = 3—5°$);
b — cu centrare pe diametrul interior ($\varphi' \leqslant 1—2°$ și $\triangleright \approx 1:15$).

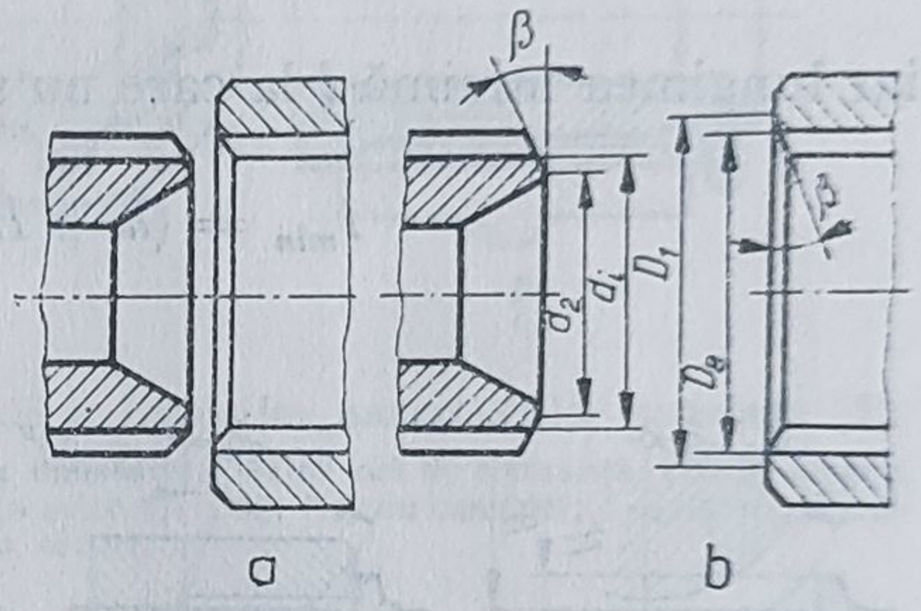


Fig. 10.3. Exemple de executare a flancurilor frontale ale asamblărilor canelate [5]:
a — cu șanfren; *b* — soluție mai corectă ($\beta = 15 \ldots 30°$; $D_1 < D_e$ și $d_2 > d_i$).

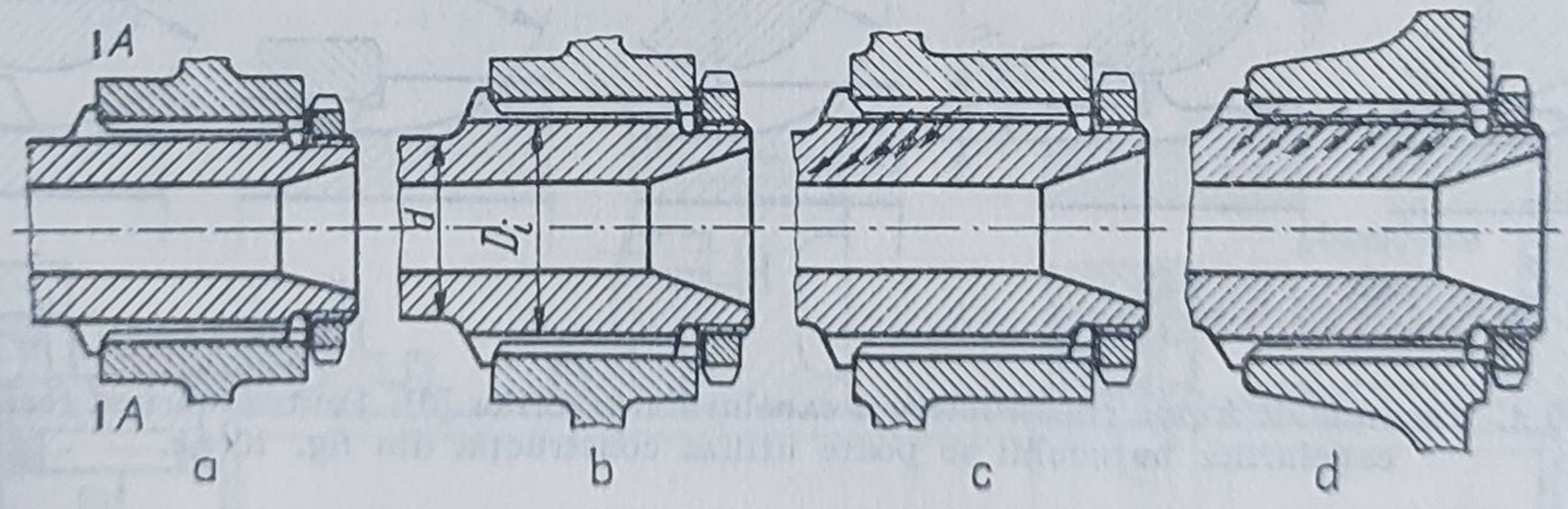


Fig. 10.2. Exemple de construcții îmbunătățite de asamblări canelate [5]:
a — secțiunea periculoasă *A—A*; *b* — pentru micșorarea eforturilor unitare în secțiunea periculoasă se recomandă ca $D_i = (1{,}15 \ldots 1{,}2)\,d$; *c* — construcție nerațională a butucului; *d* — forma rațională a butucului, pentru uniformizarea repartiției sarcinii pe caneluri.

Gradul de concentrare a eforturilor unitare, în asamblările canelate, depinde de forma trecerii de la caneluri la arbore. În fig. 10.2 se prezintă cîteva exemple de construcții îmbunătățite, în acest sens, de asamblări prin caneluri.

Pentru ușurarea montajului, pentru înlăturarea concentrării eforturilor și în scopul protejării canelurilor la montare, demontare și transport, flancurile frontale ale asamblărilor canelate trebuie prevăzute cu șanfren (fig. 10.3).

În fig. 10.4 sînt prezentate diferite forme constructive a canelurilor arborilor și a pragurilor de fixare axială a butucului canelat, iar în fig. 10.5 — cîteva sisteme de fixare axială.

Lungimea porțiunii de trecere l_1 (v. fig. 10.4) se poate determina cu relația [6]

$$l_1 = h\sqrt{D_{freza}/h - 1}, \qquad (10.1)$$

iar lungimea minimă l la care nu se produce frezarea pragului *:

$$l_{min} = (h + H)\sqrt{R_{freză}/(h + H) - 1} \qquad (10.2)$$

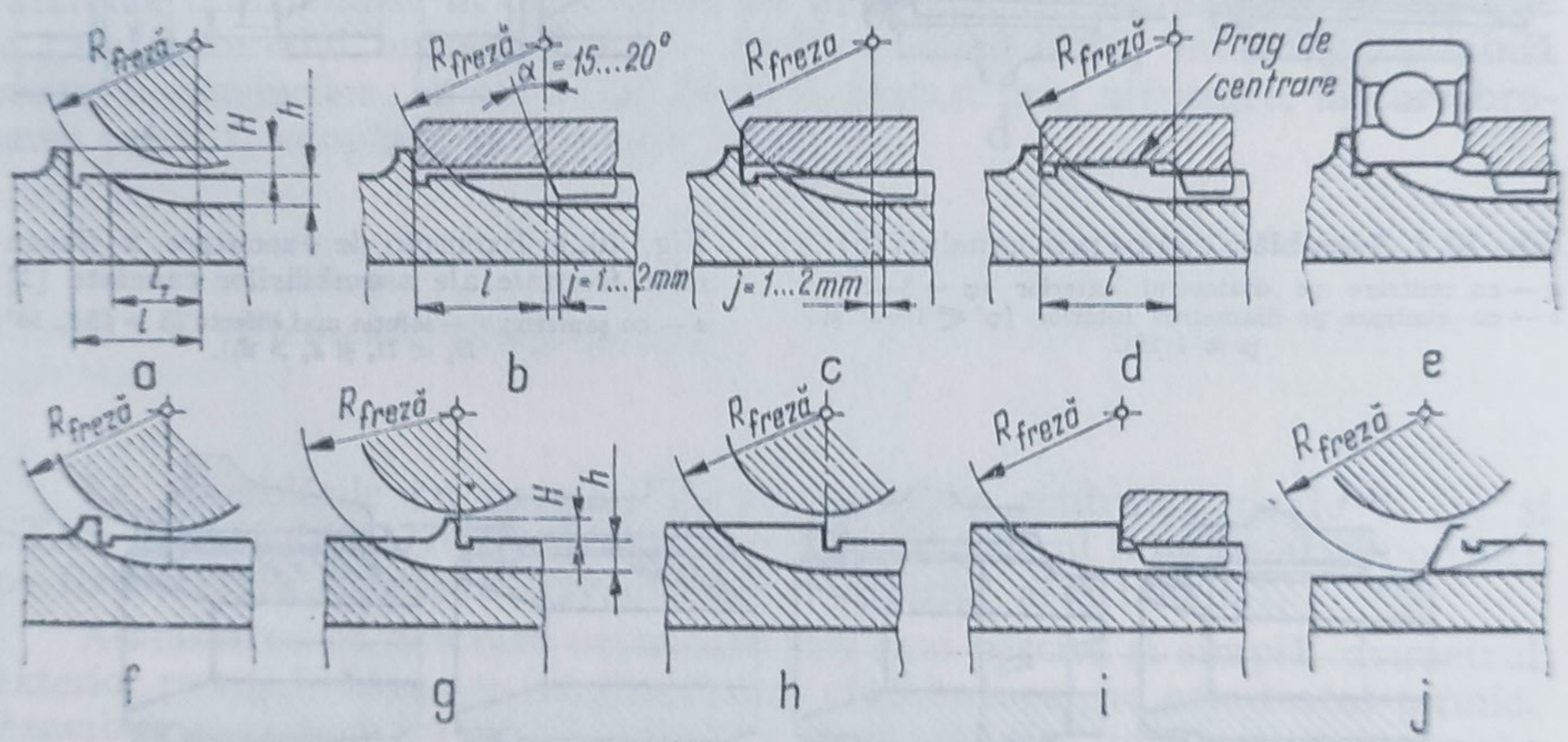


Fig. 10.4. Exemple de forme constructive a canelurilor arborilor [5]. Pentru mărirea rezistenței canelurilor butucului se poate utiliza construcția din fig. 10.4,*c*.

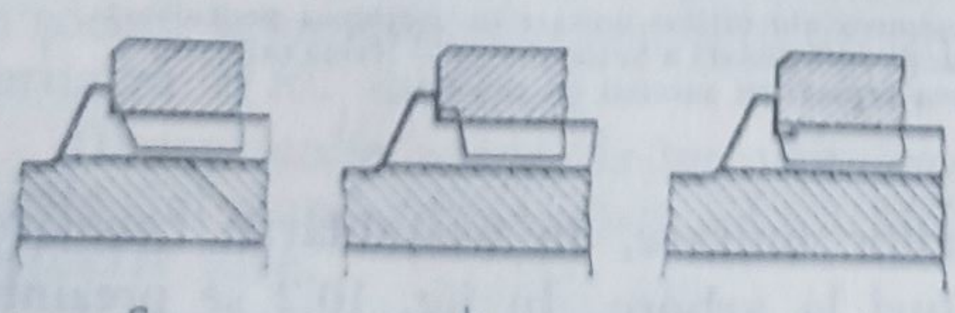


Fig. 10.5. Diferite forme de realizare a umerilor de fixare axială, la asamblările canelate [5]:

a — cu șanfren; *b* — cu canal în butuc; *c* — cu canal pe canelurile arborilor.

* Orientativ se poate considera $D_{freză}$ = diametrul arborelui.

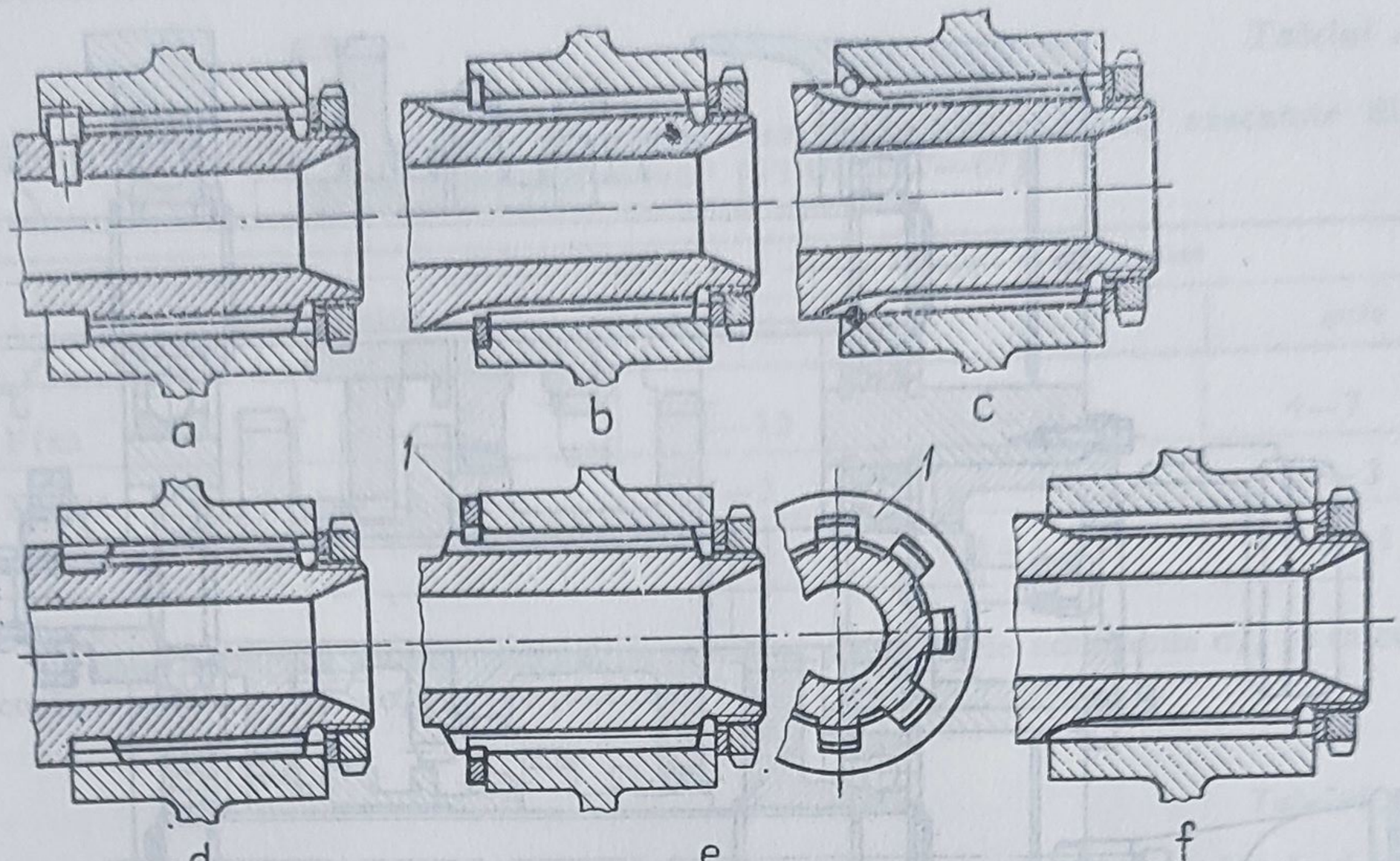


Fig. 10.6. Cîteva metode constructive de fixare axială a butucilor asamblărilor canelate [5]: *a* — cu ajutorul unui ştift presat în arbore, pentru asamblările uşor solicitate; *b* — cu inel de siguranţă, pentru alezaj; *c*—cu inel de siguranţă rotund; *d* — cu canal inelar în arbore; *e* — cu şaibă specială, *1*, şi cu caneluri; *f* — fixare pe ieşirea canelurilor în arbore.

Unele metode de fixare axială a butucilor asamblărilor canelate sînt date în fig. 10.6.

În fig. 10.7 şi 10.8 sînt prezentate două exemple de utilizare a asamblărilor canelate.

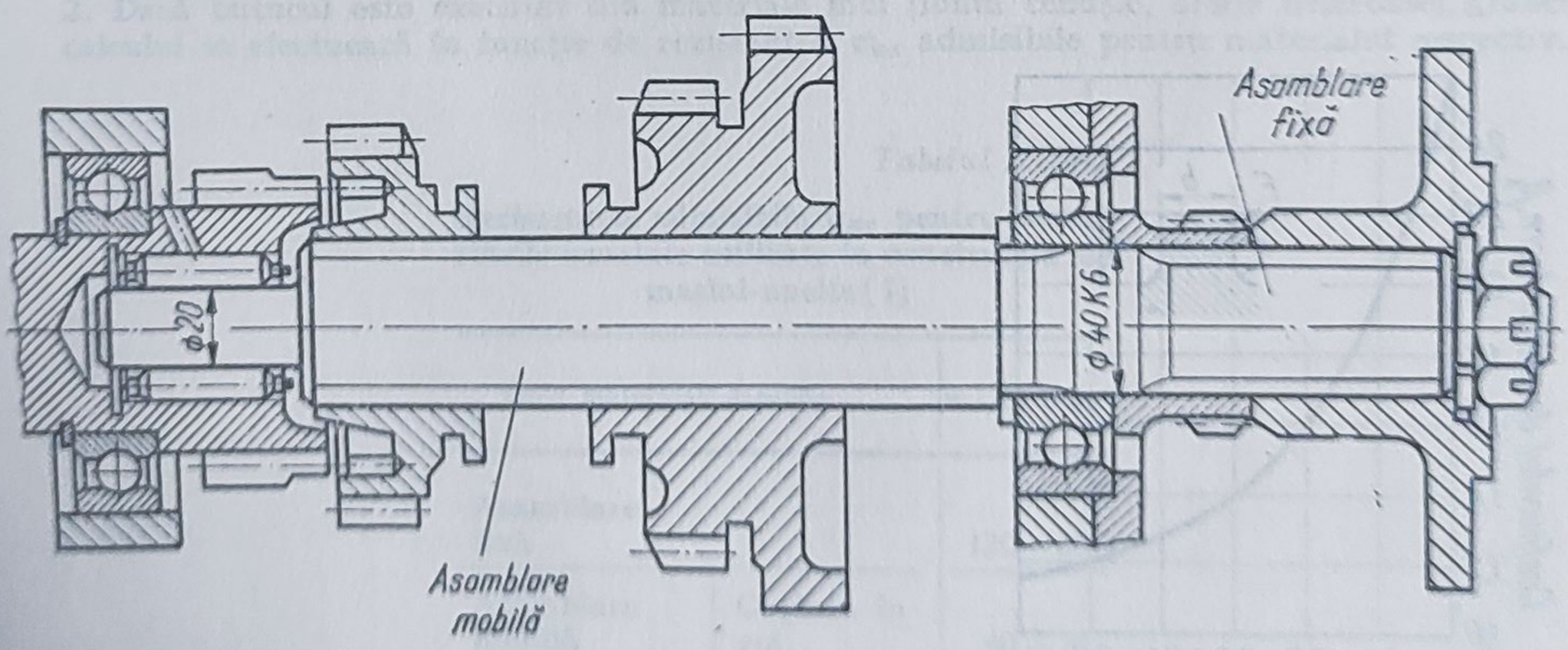


Fig. 10.7. Exemplu de întrebuinţare a diferitelor tipuri de asamblări canelate, la un arbore dintr-o cutie de viteze [7].

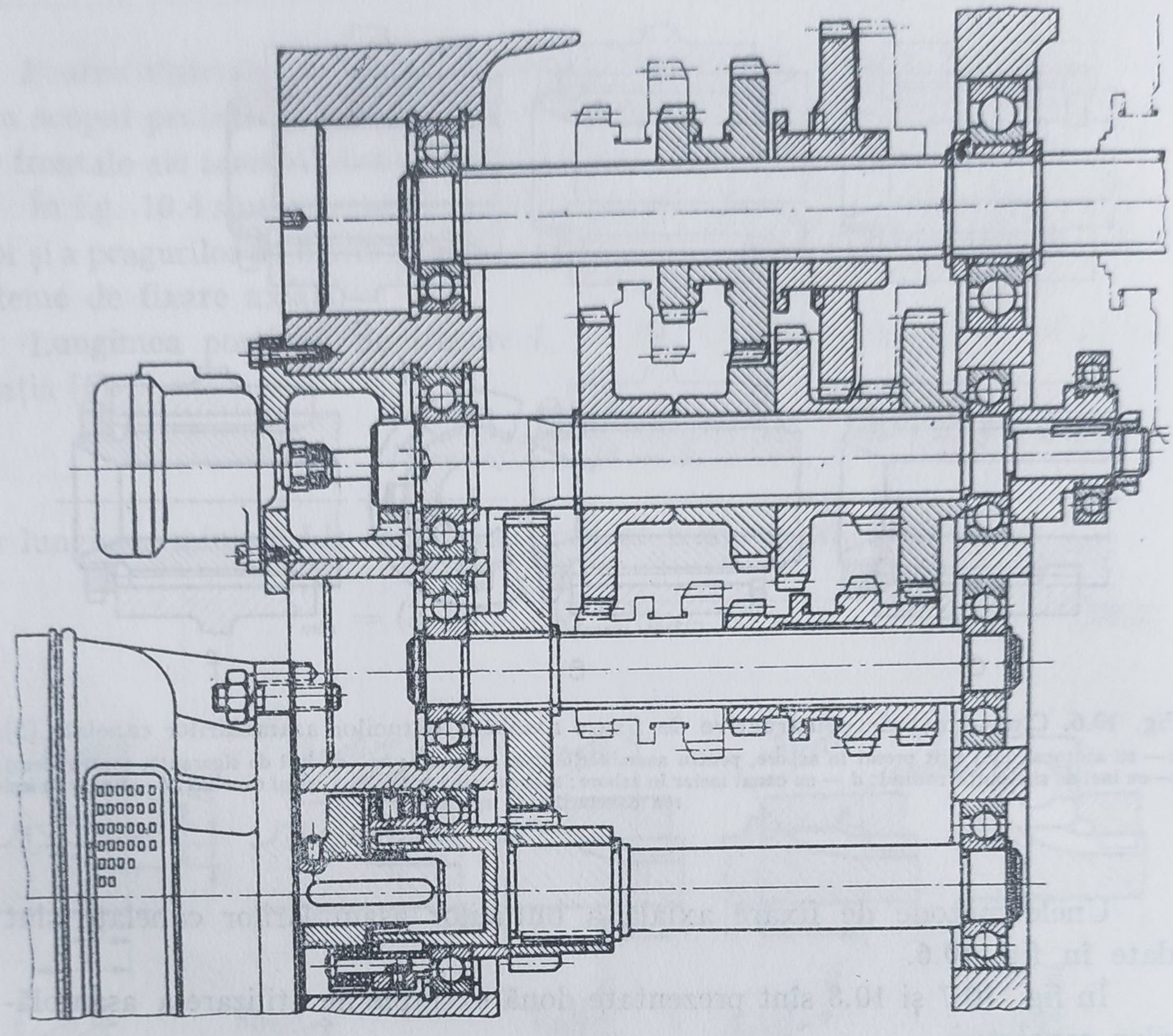


Fig. 10.8. Utilizarea asamblărilor canelate în cutia de viteze a unei mașini-unelte de frezat [7].

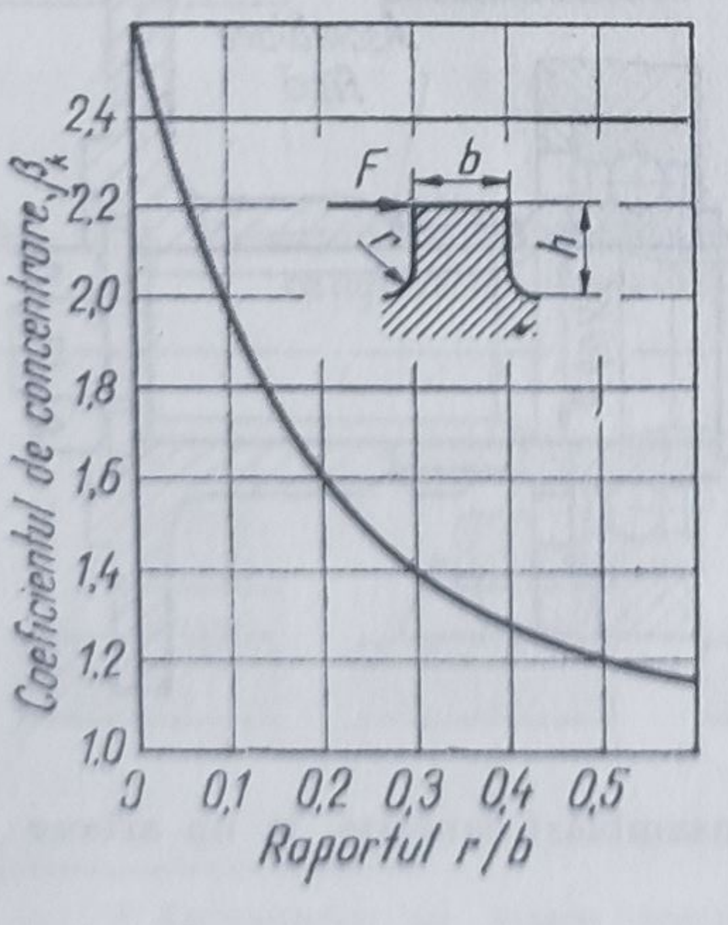


Fig. A.10 — 1. Valorile coeficientului efectiv de concentrare a eforturilor β_x, în cazul asamblărilor canelate [6].

Tabelul A.10-1

Rezistența admisibilă c_{as}, în daN/mm², pentru asamblările prin caneluri, executate din oțel cu $\sigma_r = 100$ daN/mm² [STAS 1767—67]

Tipul asamblării canelate		Condiții de funcționare		
		ușoare	mijlocii	grele
Fixă		8—15	6—10	4—7
Mobilă	Cuplare în gol	3—5	2—4	1,5—3
	Cuplare sub sarcină	1—2	0,5—1,5	0,3—1

Pentru oțeluri cu o altă rezistență de rupere σ'_r, rezistențele admisibile σ_{as} se calculează conform relației: $\sigma_{as} = \sigma'_r \sigma_{as}/100$ [daN/mm²]

Tabelul A.10-2

Rezistențele admisibile σ_{as} pentru asamblările canelate fixe pretensionate, cu arborele și butucul din oțel [6]

Tratamentul termic al asamblării canelate	σ_{as} în daN/mm², asamblarea fiind solicitată de o sarcină:		
	constantă	ciclică	cu șoc
Îmbunătățire ($HRC = 30 \dots 35$)	3—4	2—3	1—2
Călire CIF; cementare ($HRC = 55 \dots 60$)	4—6	3—4	2—3
Nitrurare ($HV = 900 \dots 1\,000$)	6—8	4—6	3—4

Observații. 1. Pentru asamblările canelate mobile și cele cu joc pe flancurile laterale, cifrele din tabel se micșorează de 2—3 ori.

2. Dacă butucul este executat din materiale moi (fontă cenușie, aliaje neferoase), atunci calculul se efectuează în funcție de rezistențele σ_{as} admisibile pentru materialul respectiv.

Tabelul A.10-3

Rezistențele admisibile σ_{as} pentru asamblările canelate utilizate în construcția de mașini-unelte [1]

Tipul asamblării canelate		σ_{as}, da/Nem²
Asamblare fixă		120—200
Asamblare mobilă	Cuplare în gol	40—70
	Cuplare sub sarcină	20

Tabelul A.10-4

Rezistențele admisibile σ_{as} pentru asamblările canelate din mașinile de ridicat și transportat [1] (arborele și butucul cu $\sigma_r > 50$ daN/mm²)

Tipul asamblării	Condițiile de exploatare	Suprafața canelurilor	
		Fără tratament termic	Cu tratament termic
		σ_{as}, daN/cm²	
Obișnuită (cu fixare axială)	*a***	350 – 500	400 – 700
	b	600 – 1000	1000 – 1400
	c	800 – 1200	1200 – 2000
Mobilă, cuplare în gol*	*a*	150 – 200	200 – 350
	b	200 – 300	300 – 600
	c	250 – 400	400 – 700

* Rezistențele admisibile pentru asamblările mobile, cu cuplare sub sarcină sînt mai mici decît pentru asamblările mobile de 4–5 ori.

** *S-a notat: a* – condiții grele de exploatare (sarcină alternantă, cu șocuri în ambele sensuri; unghiuri de înclinare însemnate a capetelor arborilor; fără ungere); *b* – condiții medii de exploatare (sarcină variabilă maxim 10% din cea constantă; unghiul de înclinare a capetelor arborilor maxim 10′; ungere săracă); *c* – condiții bune de exploatare (sarcină statică; sarcină variabilă maxim 5% din cea statică; unghiul de înclinare a capetelor arborilor maxim 5–7′; ungere bună).

Tabelul A.10-5

Valorile coeficientului teoretic β_{kt} de concentrare a eforturilor unitare pentru canelurile drept-unghiulare [1]*

d	Seria ușoară				Seria mijlocie				Seria grea			
	D	*b*	*z*	β_{kt}	*D*	*b*	*z*	β_{kt}	*D*	*b*	*z*	β_{kt}
11	–	–	–	–	14	3	6	1,90	–	–	–	–
13	–	–	–	–	16	3,5	6	1,98	–	–	–	–
16	–	–	–	–	20	4	6	2,06	20	2,5	10	2,08
21	–	–	–	–	–	–	–	–	26	3	10	2,17
23	26	6	6	2,21	–	–	–	–	–	–	–	–
26	30	6	6	2,31	–	–	–	–	32	4	10	2,09
28	32	7	6	2,33	–	–	–	–	–	–	–	–
32	–	–	–	–	38	6	8	2,19	40	5	10	2,25
36	40	7	8	2,18	–	–	–	–	45	5	10	2,22
42	46	8	8	2,23	48	8	8	2,34	52	6	10	2,31
46	50	9	8	2,25	–	–	–	–	–	–	–	–
52	58	10	8	2,1	60	10	8	2,17	60	5	16	2,06
62	68	12	8	2,16	72	12	8	2,29	–	–	–	–
72	–	–	–	–	–	–	–	–	82	7	16	2,29
82	88	12	10	2,2	92	12	10	2,36	92	6	20	2,29
92	98	14	10	2,24	102	14	10	2,42	–	–	–	–
102	108	16	10	2,26	112	16	10	2,47	115	8	20	2,51

* Dimensiunile, în mm

Tabelul A.10-6

Valorile coeficientului teoretic de concentrare a eforturilor unitare β_{kt}, pentru canelurile evolventice [1]

z	11 ... 14	16 ... 32	24 36	38 și >
β_{kt}	1,55 ... 1,62	1,76 ... 1,82	1,86 ... 1,92	1,93 ... 1,98

Valorile mari ale intervalului β_{kt} corespund numărului mare de caneluri z

Tabelul A.10-7

Valorile medii σ_{sm} pentru asamblările canelate cu funcționare îndelungată [1]*

Asamblarea	Asamblarea canelată	Duritatea $HRC \frac{\text{arbore}}{\text{butuc}}$	σ_{sm}, daN/cm²
Transmisiile autocamioanelor și autoturismelor			
● Discul condus al ambreiajului — arborele primar al cutiei de viteze	Caneluri dreptunghiulare	$\frac{45-60}{\leqslant 30}$	120 — 180
● Arborele secundar al cutiei de viteze — roata dințată a primei trepte		$\frac{\leqslant 65}{\leqslant 65}$	300 — 600
● Arborele secundar al cutiei de viteze — flanșa arborelui cardanic		$\frac{48-55}{\leqslant 30}$	430 — 830
● Asamblările mobile ale arborilor cardanici		$\frac{42-56}{\leqslant 30}$	140 — 190
● Axa planetară-bucșa axei planetare	Caneluri evolventice	$\frac{\leqslant 64}{\leqslant 65}$	1 100 — 1 600
● Cuplajele dințate ale cutiilor de viteze (mufele de cuplare)		$\frac{50-65}{50-65}$	270 — 700
Sistemele de acționare ale motoarelor de aviație			
● Arbori și roți dințate	Caneluri evolventice	$\frac{35-42}{35-42}$	500 — 1 000
● Arcuri bară de torsiune			1 000 — 1 5000

* Coeficientul de repartizare a sarcinii pe caneluri $k = 1{,}0$. Eforturile unitare medii σ_{sm} din asamblările canelate ale transmisiilor de tractoare sînt aproximativ aceleași ca și la transmisiile automobilelor.

B i b l i o g r a f i e

1. **Birgher, I.A.** ș.a. *Rasciot na procinosti detali maşin.* Moscova, Maşinostroenie, 1979, p.87—95.
2. **Decker, K.H.** *Verbindungselemente.* München, Carl Hanser Verlag, 1963.
3. **Decker, K.H.** *Maschinenelemente.* München. Carl Hanser Verlag, 1971.
4. **Drăghici, I.** ș.a. *Organe de maşini.* Vol. I. Universitatea din Braşov, 1980.
5. **Drăghici, I.** ș.a. *Organe de maşini. Probleme.* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1980.
6. **Orlov, P.I.** *Osnovî konstruirovania.* Vol. 2. Moskova, Maşinostroenie, 1977.
7. **Reşetov, D.N.** ș.a. *Detali maşin. Atlas konstrukţii.* Moscova, Maşinostroenie, 1979.
8. *Detali maşin.* Rasciot i konstruirovanie. Vol. 1. Moscova, Maşinostroenie, 1968.
9. *Manualul inginerului mecanic.* Mecanisme. Organe de maşini. Dinamica maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1976, p. 330—332.
10. STAS 1768-68* , STAS 1769-68*, STAS 1770-68*, STAS 2670-78, STAS 1767-67, STAS 6565-79, STAS 6858-63, STAS 7346-65.

10.2. Asamblări presate

Notaţii

d — diametrul nominal al ajustajului presat;

d_1, d_2 — diametrul interior al piesei cuprinse (arborele), respectiv diametrul exterior al piesei cuprinzătoare (butucul);

d_{amax}, $d_{a\,min}$ — diametrul maxim, respectiv minim al arborelui;

d_{bmax}, d_{bmin} — diametrul maxim, respectiv minim al alezajului din butuc;

F_a — forţa axială de transmis;

l — lungimea de contact dintre piesele asamblate;

M_t — momentul de torsiune de transmis;

p_{min}, p_{max} — presiunea minimă necesară, respectiv presiunea maximă admibisilă, la care apare curgerea plastică (presiune critică);

p_{med} — presiunea medie de contact, realizată de ajustajul ales;

p_r — probabilitatea de defectare estimată;

R_{max} — înălţimea maximă a neregularităţilor suprafeţei în contact;

S_c, $S_{c\,min}$ — strîngerea critică (la care apar deformaţii plastice) pentru piesele asamblate, respectiv strîngerea critică minimă;

S_d — corecţie care ia în considerare deformaţiile elastice radiale ale pieselor asamblate, sub acţiunea sarcinilor exterioare;

S_n — corecţie care ia în considerare faptul că neregularităţile existente pe suprafeţele pieselor înainte de montare se distrug în timpul presării;

S_{min}, S_{cor}, S_r, S_{med} — strîngerea minimă necesară, strîngerea necesară corectată, strîngerea reală (tabelară) şi respectiv, strîngerea medie a ajustajului ales;

S_m — media pătratică a strîngerii tabelare, pentru o anumită probabilitate estimată;

$S_{p\,min}$, $S_{p\,max}$ — strîngerea probabilă minimă şi respectiv maximă, la o anumită probabilitate estimată;

S_t — corecţie pentru compensarea efectului dilataţiilor termice diferite, ce apar în timpul funcţionării, la piesele asamblate;

t_a, t_b — temperatura de funcţionare a arborelui, respectiv a butucului;

t_0 — temperatura mediului ambiant;

u — cuantila distribuţiei normale, corespunzătoare unei anumite probabilităţi de defectare, estimate;

β_k, β_{kt} — coeficientul efectiv, respectiv teoretic de concentrare;

α_a, α_b — coeficientul de dilataţie termică liniară al materialului arborelui, respectiv butucului;

Δ_1, Δ_2 — deformaţiile elastice ale arborelui d_1 şi respectiv d_2;

ε, γ — factorul dimensional, respectiv coeficientul de calitate;

μ, μ', μ'' — coeficientul de frecare pentru proiectare, coeficientul de frecare la presare (montare), respectiv coeficientul de frecare la depresare (demontare);

ν_a, ν_b — coeficientul de contracţie transversală (Poisson) al materialului arborelui, respectiv butucului.

Asamblările presate sînt asamblări prin strîngere proprie realizate prin introducerea forțată * — axială — a unei piese în cealaltă. Strîngerea reciprocă a pieselor asamblate se datorește deformațiilor elastice ale acestora, deformații rezultate ca urmare a diferențelor de dimensiuni.

Piesa cuprinsă — arborele — și piesa cuprinzătoare — butucul — formează un ajustaj presat, asamblarea executîndu-se pe baza toleranțelor prevăzute în standarde.

10.2.1. *Metodica de calcul. Recomandări*

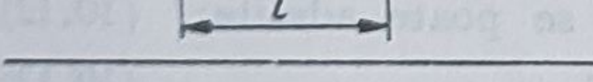
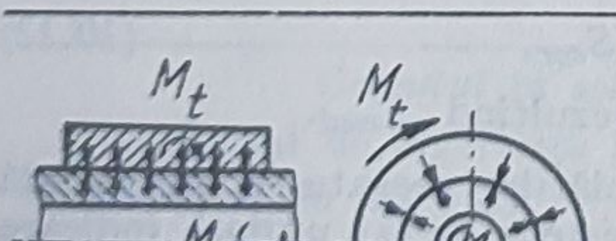
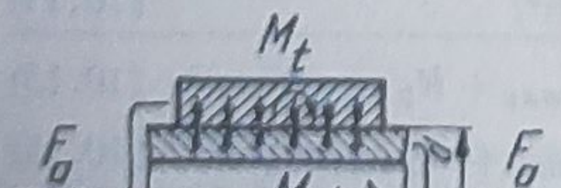
Asamblările presate se calculează în ipoteza menținerii în domeniul elastic de solicitare.

În general, sînt cunoscute dimensiunile pieselor care urmează a fi asamblate — arborele și butucul — inclusiv dimensiunile principale l și d ale suprafeței de contact. În caz contrar, se pot folosi următoarele recomandări [6]: $l/d = 1 \ldots 2$; $d_2/d = 1{,}8 \ldots 2{,}5$; $d_1/d \geqslant 0{,}5$, cînd piesa cuprinsă (arborele) este tubulară.

În tabelul 10.3 sînt prezentate schemele de calcul pentru determinarea presiunii minime necesare — la asamblările presate — din condiția ca solicitarea exterioară — forța axială F_a, momentul de torsiune M_t și simultan un moment de torsiune și o forță axială — să se transmită numai prin frecare.

Tabelul 10.3

Relațiile pentru calculul presiunii minime necesare la asamblările presate [3, 4, 7]

Schema de calcul	Relațiile de calcul
	$p_{min} = F_a/\mu\pi dl$; (10.3) $F_a \leqslant \mu\pi dlp$ (10.3')
	$p_{min} = 2M_t/\mu\pi d^2 l$; (10.4) $M_t \leqslant \mu\pi d^2 lp/2$ (10.4')
	$p_{min} = \sqrt{(2M_t/d)^2 + F_a^2}/\mu\pi dl$; (10.5) sau $\sqrt{(2M_t/d)^2 + F_a^2} \leqslant \mu\pi dl$ (10.5')

* De obicei, la temperatura mediului ambiant.

Fiind cunoscute momentul de torsiune, respectiv forța axială de transmis — și adoptate materialele pieselor asamblate — calculul asamblării presate se poate desfășura conform metodicii prezentate în tabelul 10.4, schema logică de calcul fiind dată în fig. 10.9.

Tabelul 10.4

Metodica de calcul a asamblărilor presate [1, 3, 5, 7]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Presiunea minimă necesară p_{min}	Conform relațiilor din tabelul 10.3, cunoscînd solicitarea exterioară și materialele pieselor asamblate; μ, din tabelele A.10-11 și A.10-12
Strîngerea minimă necesară S_{min}	$S_{min} = p_{min}(K_a/E_a + K_b/E_b)d \cdot 10^4$ [μm]; (10.6) $K_a = (d^2 + d_1^2)/(d^2 - d_1^2) - \nu_a$; $K_b = (d_2^2 + d^2)/(d_2^2 - d^2) + \nu_b$; $\nu = 0{,}33$ pentru oțel; $\nu = 0{,}25$ pentru fontă; $\nu = 0{,}33$ pentru bronz.
Strîngerea necesară corectată S_{cor}	$S_{cor} = S_{min} + (S_n + S_t + S_d)$ [μm]; (10.7) $S_n \approx 1{,}2\,(R_{a\,max} + R_{b\,max})$; (10.8) $R_{a\,max}$ și $R_{b\,max}$ din tabelul A.10-8; $S_t = [\alpha_b(t_b - t_0) - \alpha_a(t_a - t_0)]\,d \cdot 10^4$ [μm] (10.9) α și E, pentru diferite materiale din tabelul A.10-9; pentru $t_a = t_b \Rightarrow S_t = 0$. În general, $S_d = 0$.
Alegerea ajustajului standardizat	În funcție de S_{cor} și d se aleg din STAS 8104-68 și 8105-68: tipul ajustajului cu strîngere și toleranțele de execuție ale pieselor asamblate; $S_{r\,max} = (d_{a\,max} - d_{b\,min}) \cdot 10^4$ [μm]; (10.10) $S_{r\,min} = (d_{a\,min} - d_{b\,max}) \cdot 10^4$ [μm]. (10.11) Este necesar ca $S_{r\,min} > S_{cor}$; se poate admite: (10.12) $S_{med} = (S_{r\,max} + S_{r\,min})/2 > S_{cor}$, (10.12) la majoritatea asamblărilor rezultînd S_{med}. *Notă.* Pentru obținerea asamblărilor presate se recomandă utilizarea ajustajelor (sistem alezaj unitar) indicate în tabelul A.10-10.
Presiunea maximă de contact p_{max}*	$p_{max\,a} = \sigma_{02a}(d^2 - d_1^2)/2d^2$ [daN/cm^2]; (10.13) $p_{max\,b} = \sigma_{02b}(d_2^2 - d^2)/2d_2^2$ [daN/cm^2] (10.14)
Strîngerea critică corectată S_c	$S_{ca} = S_{min}\,p_{max\,a}/p_{min} + 1{,}2(R_{a\,max} + R_{b\,max})$ [μm]; (10.15) $S_{cb} = S_{min}\,p_{max\,b}/p_{min} + 1{,}2(R_{a\,max} + R_{b\,max})$ [μm]; (10.16) Condiția de neapariție a deformațiilor plastice: $S_{r\,max} < S_{cmin}$

* La materialele care nu au limita de curgere, se înlocuieste σ_{02} cu rezistența la rupere σ_r a materialului respectiv.

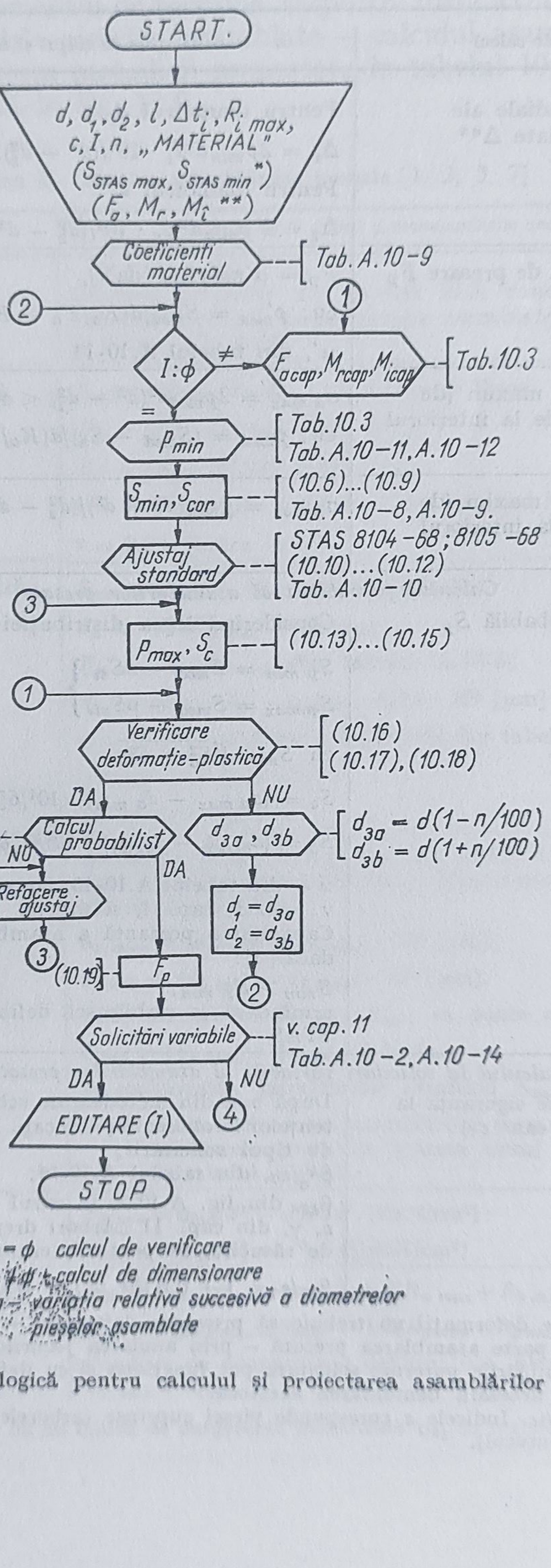
Tabelul 10.4 (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul şi recomandările necesare
Deformaţiile radiale ale pieselor asamblate Δ^{**}	Pentru diametrul d_1: $\Delta_1 = 2p_{min}d^2d_1 \cdot 10^4/(d^2 - d_1^2)E_a$ [μm]. (10.17) Pentru diametrul d_2: $\Delta_2 = 2\,p_{min}d^2\,d_2 \cdot 10^4/(d_2^2 - d^2)E_b$ [μm] (10.18)
Forţa necesară de presare F_p	$F_p = \mu'\pi dlp'_{med}$ [daN], (10.19) cu: $p'_{med} = S_{med}/d(K_a/E_a + K_b/E_b) \cdot 10^4$; (10.20) μ', din tabelul A.10-11
Efortul unitar maxim (de compresiune) de la interiorul arborelui	$\sigma_{a\,max} = 2p_{med}d^2(d^2 - d_1^2) < \sigma_{02a}$,*** (10.21) cu: $p_{med} = (S_{med} - S_n)/d(K_a/E_a + K_b/E_b) \cdot 10^4$ [daN/cm²]. (10.22)
Efortul unitar maxim (de tracţiune) de la interiorul butucului	$\sigma_{b\,max} = p_{med}(d_2^2 + d^2)/(d_2^2 - d^2) < \sigma_{02b}$*** (10.23)
Calculul probabilist al asamblărilor presate	
Strîngerea probabilă S_p	Considerînd legea distribuţiei normale $S_{p\,min} = S_{med} - uS_m$; $S_{p\,max} = S_{med} + uS_m$, (10.24) cu $S_m = \sqrt{S_a^2 + S_b^2}$; (10.25) $S_a = (d_{a\,max} - d_{a\,min}) \cdot 10^4/6$ [μm]; (10.26) $S_b = (d_{bmax} - d_{bmin}) \cdot 10^4/6$ [μm]; (10.27) u — din tabelul A.10-13, iar pentru probabilitatea estimată v. vol. I, cap. 1, şi tabelul 1.8. Capacitatea portantă a asamblării presate va fi asigurată dacă [1]: $S_{min} > S_{p\,min}$, urmînd să se stabilească definitiv ajustajul asamblării din STAS
Calculul la solicitări variabile al asamblărilor presate	
Coeficientul de siguranţă la oboseală c (c_σ sau c_τ)	După una din metodele de schematizare a diagramei rezistenţelor la oboseală (v. şi cap. 11 „Arbori drepţi"), în funcţie de tipul solicitării; $\beta^k_\sigma/\varepsilon_\sigma$, din tabelul A.10.14; β_{kt}, din fig. A.10-2, în cazul în care nu se cunoaşte β_k; ε, γ, din cap. 11 „Arbori drepţi"; pentru cazul solicitării de răsucire, se poate determina aproximativ $\beta_{k\tau}/\varepsilon_\tau = 1 + 0{,}6\,(\beta^k_\sigma/\varepsilon_\sigma - 1)$

** Aceste deformaţii nu trebuie să provoace defecţiuni — în funcţionarea ansamblului din care face parte asamblarea presată — prin anularea jocurilor funcţionale.

*** Asamblările puternic solicitate pot funcţiona şi cu deformaţii plastice, cu condiţia ca să nu fie necesară demontarea acestora.

Observaţie. Indicele a corespunde piesei cuprinse (arborele), iar indicele b — piesei cuprinzătoare (butucul).



*) $I = \phi$ calcul de verificare

**) $I \neq \phi$ calcul de dimensionare

n = variația relativă succesivă a diametrelor pieselor asamblate

Fig. 10.9. Schema logică pentru calculul și proiectarea asamblărilor presate.

Dimensionarea unei asamblări presate constă în stabilirea ajustajului necesar pentru asigurarea preluării sarcinii exterioare, în condițiile unor anumite materiale, condiții de exploatare și dimensiuni ale pieselor asamblate.

Verificarea asamblării presate reprezintă în sine determinarea capacității portante a asamblării, respectiv a sarcinii capabile cunoscînd preliminar dimensiunile, ajustajul și condițiile de exploatare [9].

Strîngerile relative cresc brusc în domeniul diametrelor mici, ceea ce impune o atenție deosebită la calculul asamblărilor de diametru mic [7].

Mai corect este ca strîngerea necesară să se aleagă — la o asamblare presată — utilizînd calculul probabilistic: o metodă de acest fel este dată în tabelul 10.4.

Rezistența la oboseală a asamblărilor presate este, în general, mai mică de 1,5—3 ori, comparativ cu rezistența epruvetelor standard [1]. Din această cauză, este necesară verificarea la solicitări variabile a asamblărilor presate (v. indicațiile din tabelul 10.4).

Întrebuințarea — pentru piesele cuprinzătoare (butucul) — a unor materiale mult mai plastice sau mai puțin rezistente comparativ cu materialele arborilor permite mărirea rezistenței la oboseală a asamblării presate [1].

Recomandări privind alegerea ajustajelor. Ca o regulă general valabilă nu se recomandă întrebuințarea de ajustaje cu strîngere mare [7]*.

Este rațională obținerea capacității de încărcare a asamblării prin mărirea diametrului asamblării [7].

În caz de necesitate, se recomandă ca strîngerile mari să se realizeze prin utilizarea *asamblărilor fretate*.

Strîngerile mari se recomandă în cazul ajustajelor presate în carcase cu pereți subțiri, la carcasele executate din aliaje ușoare, la carcasele care se deformează în procesul de încălzire și în cazul rotorilor cu turație mare [7].

O atenție deosebită trebuie acordată alegerii ajustajelor în cazul bucșelor cu pereți subțiri (de exemplu bucșele lagărelor cu alunecare), deoarece în exploatare se observă, de multe ori, slăbirea ajustajelor.

Recomandările generale privind alegerea unor ajustaje — în cazuri concrete — sînt date în tabelul A.10-10.

10.2.2. *Asamblări presate speciale*

Asamblările fretate sînt asamblările presate realizate prin încălzirea piesei cuprinzătoare sau prin răcirea piesei cuprinse; se pot întrebuința simultan ambele metode [7, 9]. Aceste tipuri de asamblare ușurează operația de presare.

Montajul la cald mărește sensibil — în medie de cca 1,2—1,5 ori — capacitatea portantă a asamblărilor presate [7].

În cazul încălzirii destul de mari a piesei cuprinzătoare — sau răcirii corespunzătoare a piesei cuprinse — se poate obține o strîngere nulă sau joc, la montarea asamblării, ceea ce exclude pericolul înclinării reciproce a pieselor asamblate, permițînd și montarea pieselor indiferent de poziția relativă unghiulară a acestora.

---

* În special, nu sînt admise strîngeri mari în cazul claselor mici de precizie.

Temperatura necesară de încălzire a piesei cuprinzătoare, pentru obținerea unui joc h în asamblare, este

$$t = (S_{max} + h)/10^3 d\alpha_2 + t_0, \qquad (10.29)$$

unde α_2 este coeficientul dilatării liniare a materialului piesei cuprinzătoare (v. tabelul A.10-9).

În cazul răcirii piesei cuprinse

$$t = (S_{max} + h)10^3 d\alpha_1 - t_0, \qquad (10.30)$$

α_1 fiind coeficientul dilatării liniare a materialului piesei cuprinse la temperaturi negative (v. tabelul A.10-9).

Trebuie avut în vedere faptul că piesele încălzite se răcesc prin trecerea din cuptor la operația de asamblare și în procesul de montare; din această cauză, temperatura de încălzire trebuie mărită în medie cu 30—50°C, în funcție de timpul de transportare al piesei și de rapiditatea operației de presare [7].

De asemenea, temperatura de răcire trebuie aleasă luînd în considerare transportul și operația de presare.

Pentru răcirea piesei cuprinse se pot întrebuința: bioxid de carbon solidificat (temperatura de evaporare, —80°C) sau pentru o răcire mai mare: oxigen lichid (—183°C) sau azot lichid (—196°C); în cazuri speciale: hidrogen lichid (—252°C).

Asamblările presate cu acoperiri galvanice au capacitatea portantă mărită sensibil [7].

În cazul depresării asamblărilor presate cu acoperiri moi (Cd, Cu, Zn), suprafețele în contact nu se disting, observîndu-se — în schimb — urme, zgîrieturi și crăpături adînci a metalului de bază, uneori pe dimensiuni însemnate ale suprafețelor în contact, la acoperirile dure (Ni, Cr). În afară de aceasta acoperirile galvanice dure micșorează rezistența asamblării presate la solicitări variabile [7 etc.].

Întrebuințînd acoperiri moi și răcirea arborelui asamblării, se obține o mărire a capacității portante a asamblării de cca 3—4 ori mai mare, comparativ cu asamblările la care nu s-au utilizat acoperirile galvanice.

Acoperirile galvanice asigură obținerea — la o anumită capacitate de încărcare a asamblării — de strîngeri mai mici, urmate de micșorarea corespunzătoare a eforturilor unitare de întindere și a celor de comprimare; pe de altă parte, acoperirile galvanice protejează, suprafețele în contact, de coroziune.

O mărire și mai mare a capacității portante a asamblărilor presate se poate obține prin realizarea de acoperiri diferite; de exemplu, acoperire cu Zn pe o suprafață și cu Cu pe cealaltă [7].

10.2.3. *Elemente constructive*

Cîteva exemple de utilizare a asamblărilor presate sînt prezentate în fig. 10.10—10.12.

Ca urmare a imposibilității de a calcula asamblările presate, cu toarte mare precizie, se recomandă mărirea capacității portante a acestora prin măsuri constructive și tehnologice.

Capacitatea portantă a asamblărilor presate depinde foarte mult de corectitudinea operației de montare. Pentru ușurarea operației de presare se pot utiliza măsurile constructive indicate în fig. 10.13 [7].

Este nerațional ca piesele asamblate prin presare să fie supuse operației de tratament termic. În asamblările precise este necesar să se ia în considerare deformațiile pieselor la presare (micșorarea dimensiunilor interioare ale piesei cuprinse și mărirea dimensiunilor exterioare ale celei cuprinzătoare); deformațiile sînt cu atît mai mari, cu cît este mai mare strîngerea și cu cît este mai mică grosimea pieselor.

Operația de presare nu influențează asupra dimensiunilor pieselor dispuse la distanță mare de suprafețele asamblate; în aceste cazuri se pot presa piesele în formă finită de prelucrare.

Pentru determinarea orientativă a lungimii minime l_{min} a zonei de presare se poate utiliza graficul din fig. A.10-3.

Nu se recomandă presarea pieselor în alezaje nestrăpunse, care îngreunează prelucrarea precisă și operația de depresare. În construcțiile de acest gen trebuie asigurată ieșirea liberă a aerului, în procesul de presare (v. cîteva exemple în fig. 10.14).

În fig. 10.15 sînt prezentate cîteva soluții constructive de asamblări presate, precum și măsurile care trebuie asigurate pentru obținerea de asamblări corecte și cu o capacitate corespunzătoare de încărcare.

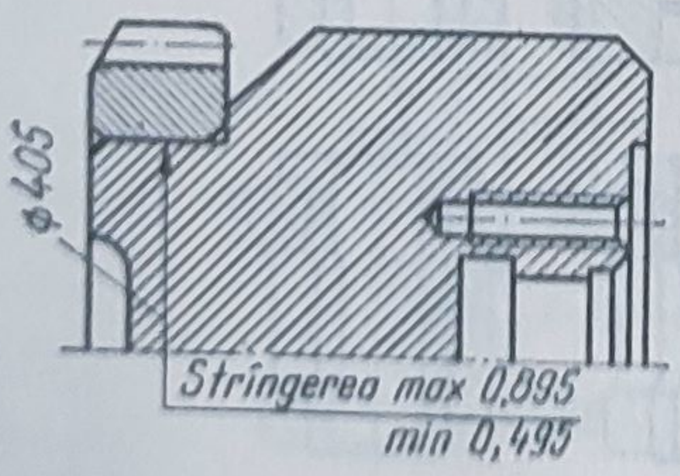


Fig. 10.10. Utilizarea asamblării presate la fixarea coroanei dințate pe volantul unui motor cu ardere internă [8].

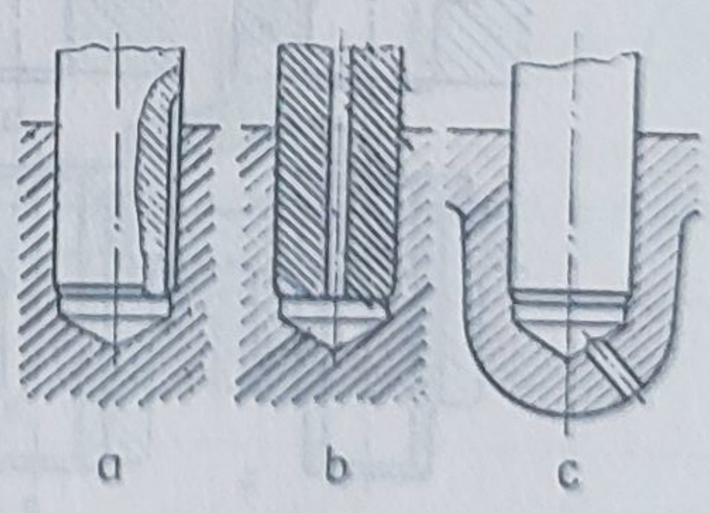


Fig. 10.14. La asamblările presate în alezaje înfundate trebuie asigurată ieșirea aerului, la operația de presare [7]:

a — cu canale; b și c — cu orificii

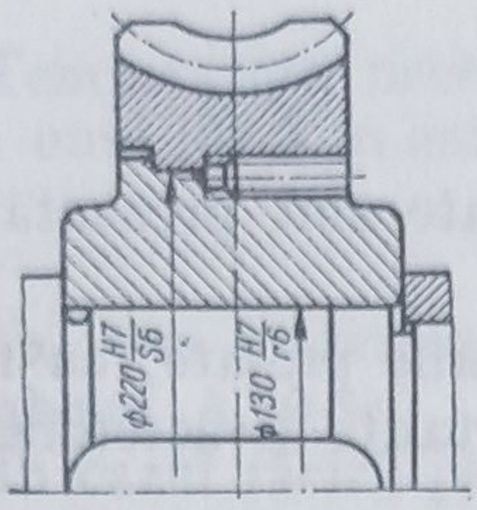


Fig. 10.11. Fixarea coroanei roții melcate pe butucul acesteia printr-o asamblare presată [8].

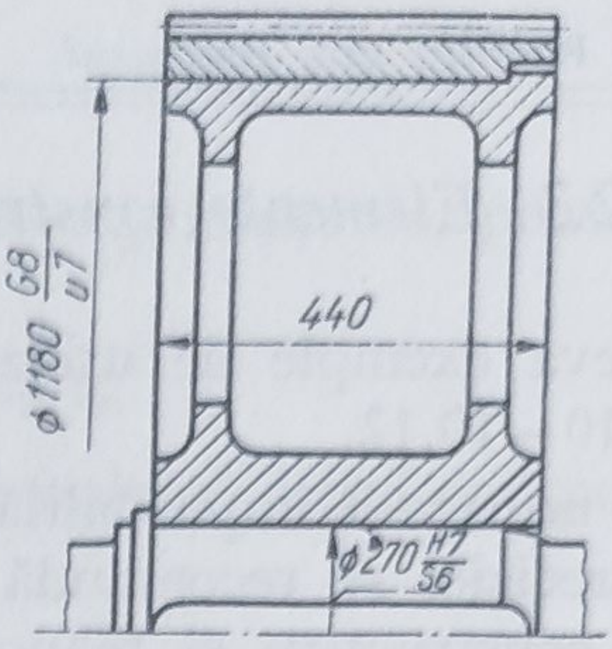


Fig. 10.12. Exemplu de utilizare a asamblării presate la fixarea coroanei dințate pe butuc și a butucului pe arbore, la roțile dințate de dimensiuni mari și foarte mari [8].

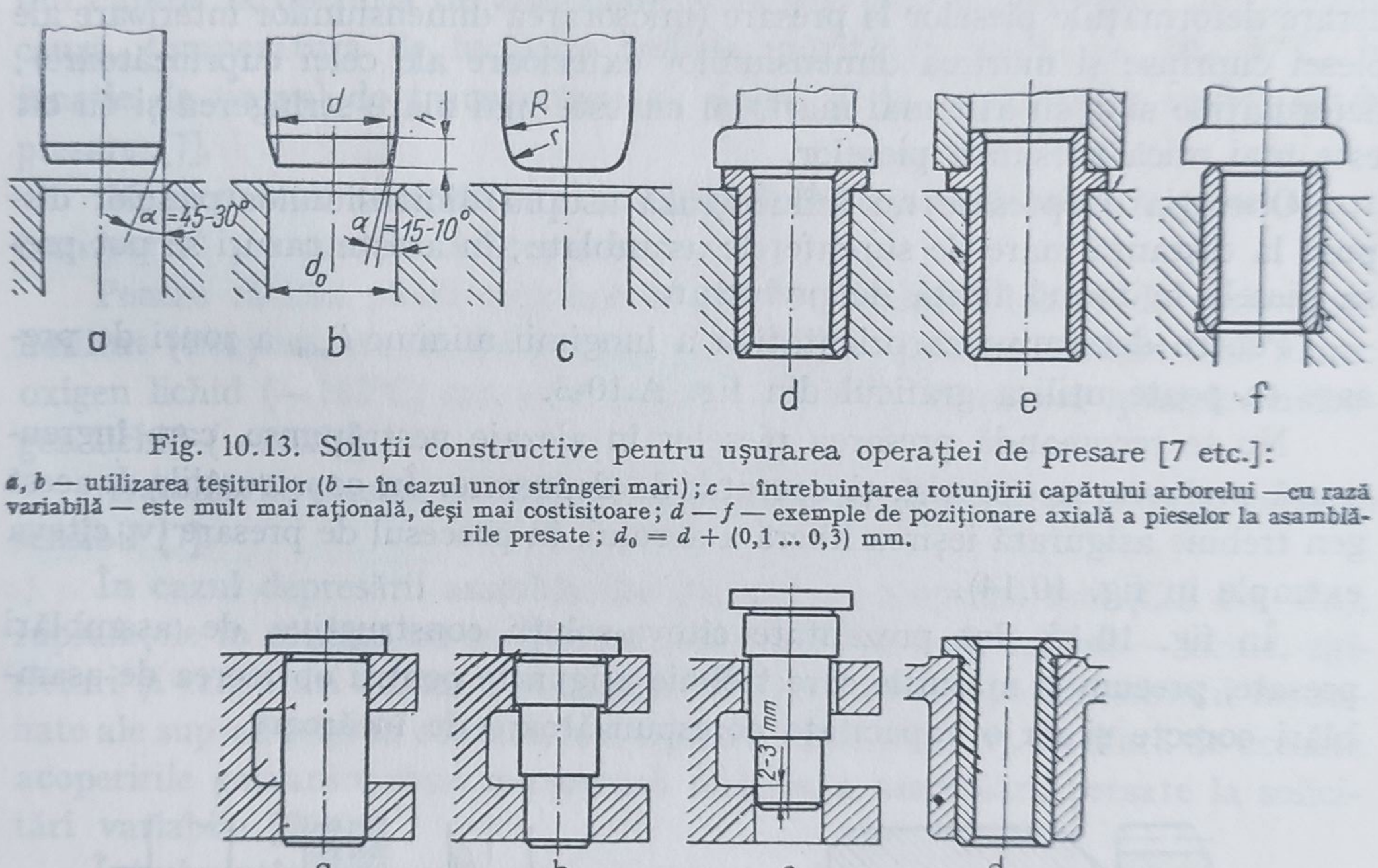


Fig. 10.13. Soluții constructive pentru ușurarea operației de presare [7 etc.]:

a, *b* — utilizarea teșiturilor (*b* — în cazul unor strîngeri mari); *c* — întrebuințarea rotunjirii capătului arborelui — cu rază variabilă — este mult mai rațională, deși mai costisitoare; *d* — *f* — exemple de poziționare axială a pieselor la asamblările presate; $d_0 = d + (0{,}1 \ldots 0{,}3)$ mm.

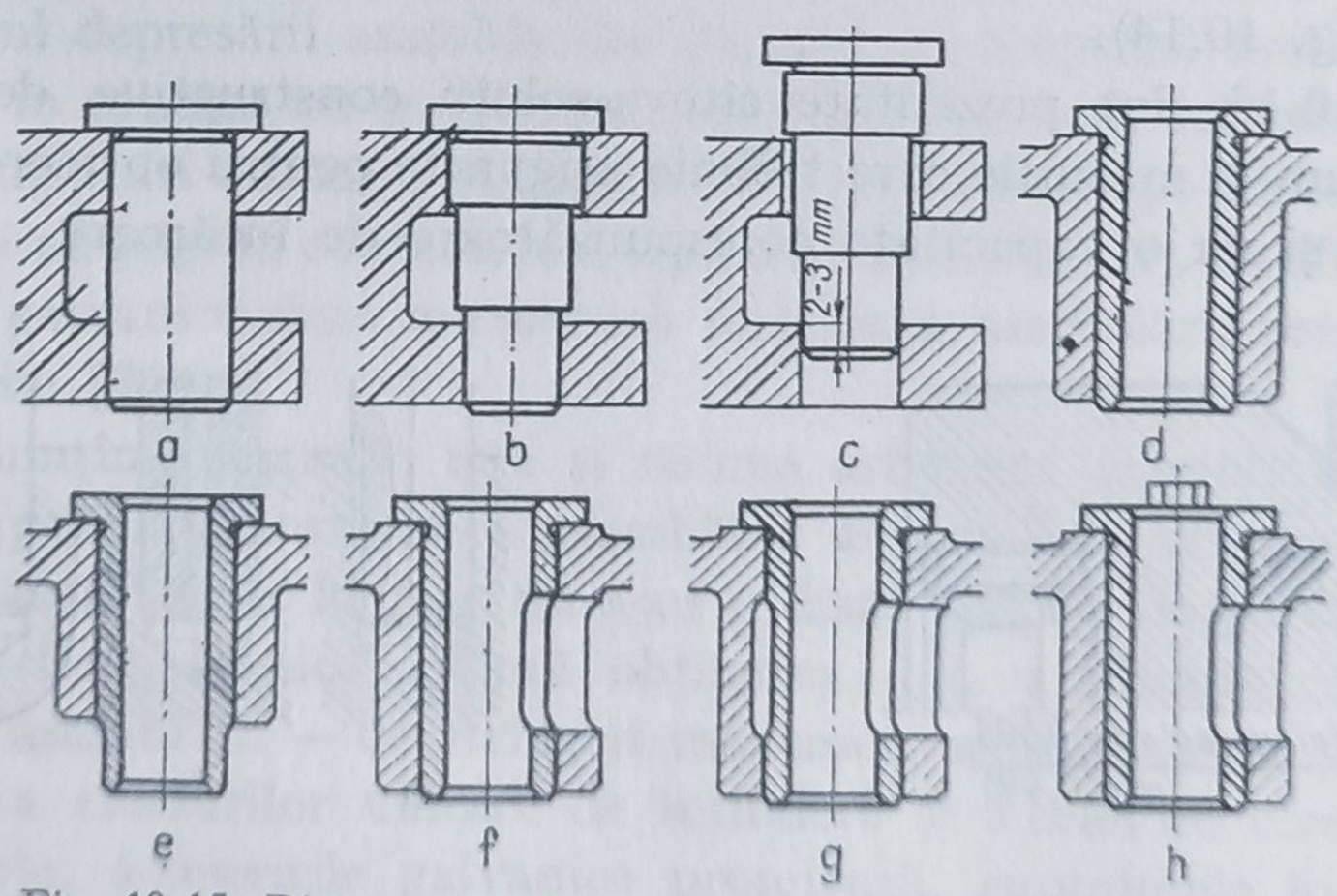


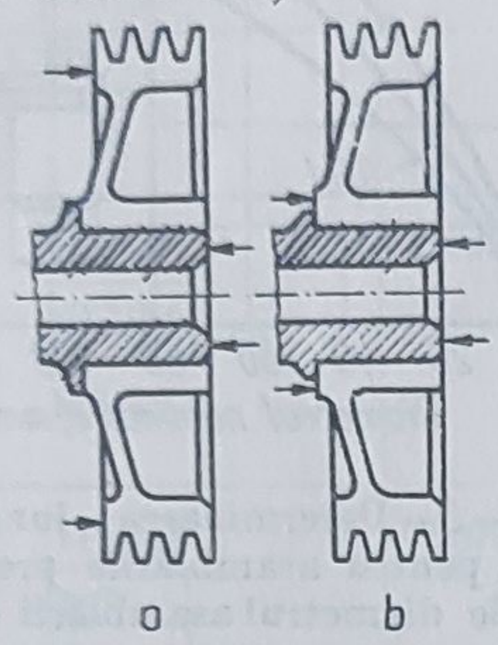
Fig. 10.15. Diverse soluții constructive de asamblări presate [7]:

a — soluție greșită, nefiind admisibilă presarea pieselor pe două diametre identice; *b* și *c* — soluții care îmbunătățesc sistemul de presare, împiedicînd înclinarea piesei de tip arbore; *d* și *e* — soluții constructive care asigură coaxialitatea și concentricitatea pereților bucșei presate (pe o lungime cît mai mare a bucșei); *f* — soluție care îngreunează presarea, ca urmare a tendinței de deviere a bucșei în dreptul golului din peretele butucului, bucșa deformîndu-se în această parte; *g* — soluție îmbunătățită, bucșa presîndu-se pe două porțiuni, dispuse pe partea nefrezată a butucului; *h* — soluție mai rațională, care utilizează presarea bucșei cu un ajustaj de centrare și fixarea acesteia prin șuruburi.

La asamblările presate trebuie asigurată— constructiv — posibilitatea depresării (demontării) asamblării (fig. 10.16).

Forța de depresare necesară poate fi mare — în special — în momentul inițial [7]; pentru micșorarea acesteia se poate întrebuința depresarea pieselor cu ajutorul uleiului sub presiune (fig. 10.17).

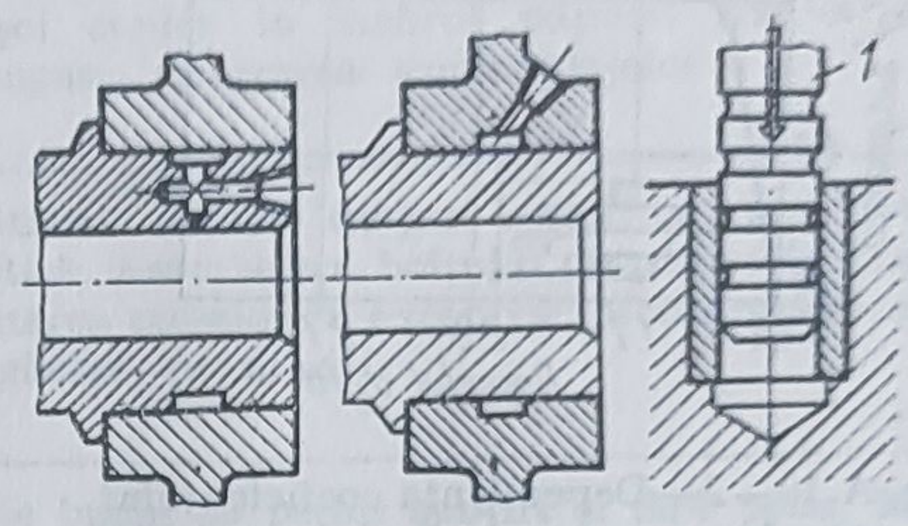
Rezistența la oboseală a asamblărilor presate poate fi îmbunătățită mult prin întrebuințarea de măsuri constructive adecvate (fig. 10.18).



a b

Fig. 10.16. Exemple de soluții constructive pentru asigurarea depresării [7]:

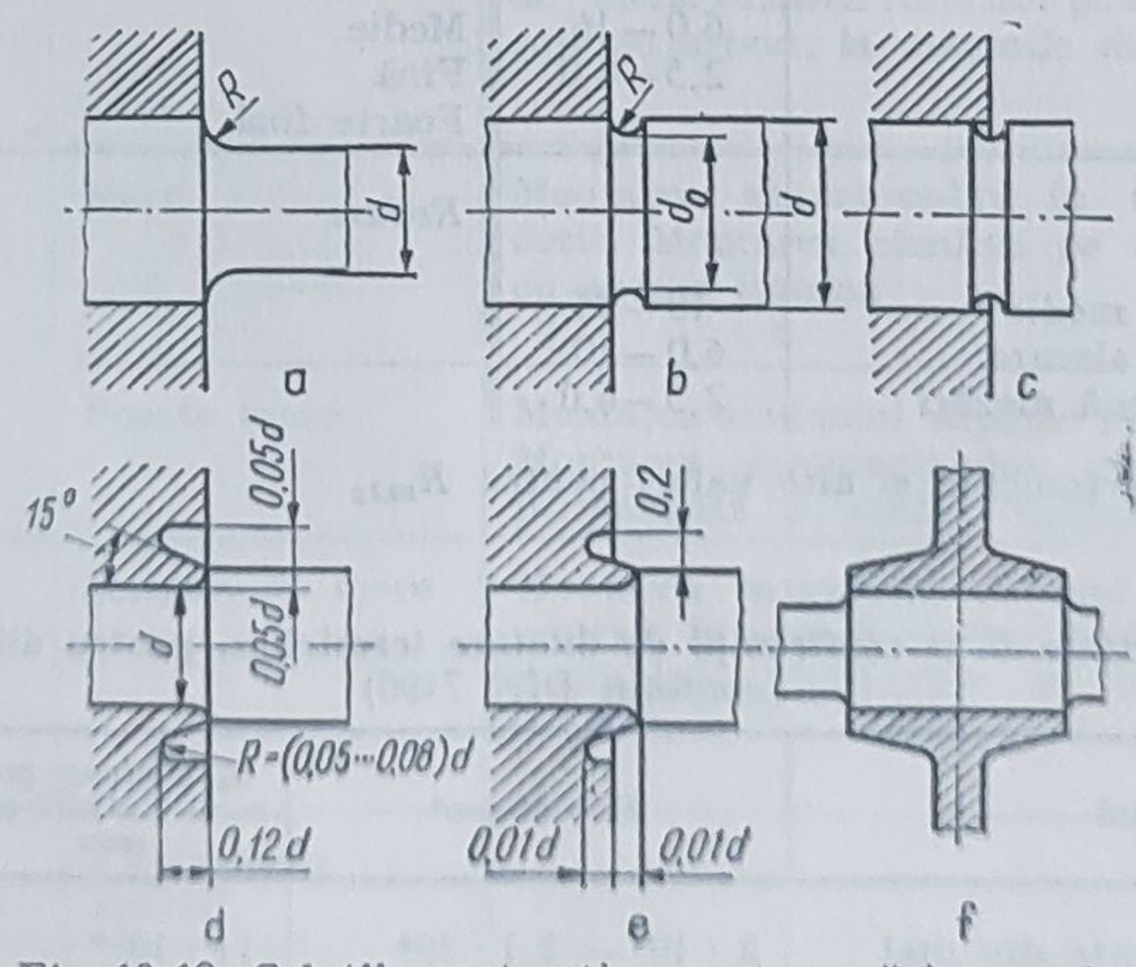
a — roata de curea este dotată cu o porțiune cilindrică de reazem, pentru depresare (este totuși posibilă suprasolicitarea discului roții de curea, în special la un diametru mai mare); *b* — soluție constructivă îmbunătățită, suprafețele de reazem — pentru depresare — fiind dispuse direct pe butuc.



a b c

Fig. 10.17. Utilizarea uleiului sub presiune pentru depresarea pieselor asamblate [7]:

a și *b* — uleiul sub o presiune de 1500—2000 daN/cm² se introduce într-un canal circular, printr-un orificiu în arbore (soluția *a*) sau în butuc (soluția *b*); *c* — în cazul depresării unei bucșe dintr-un alezaj înfundat, suprafața din interiorul bucșei se umple cu ulei și printr-o lovitură aplicată pistonului *1* se obține depresarea bucșei.



a b c

d e f

Fig. 10.18. Soluții constructive pentru mărirea rezistenței la oboseală a asamblărilor presate [1]:

a — îngroșarea arborelui în partea asamblării presate (de obicei, diametrul se mărește cu 5—7%), cu o trecere lină ($R \geq 0{,}2\ d$); *b* și *c* — degajări de descărcare pe arbore ($d_0 = (0{,}92\ \ldots\ 0{,}95)d$; $R = (0{,}1\ \ldots\ 0{,}15)d_0$); *d* și *e* — degajări de descărcare în piesa cuprinzătoare; *f* — butucul de formă conică permite o mărire însemnată a rezistenței la oboseală a asamblării (cu 15—20%).

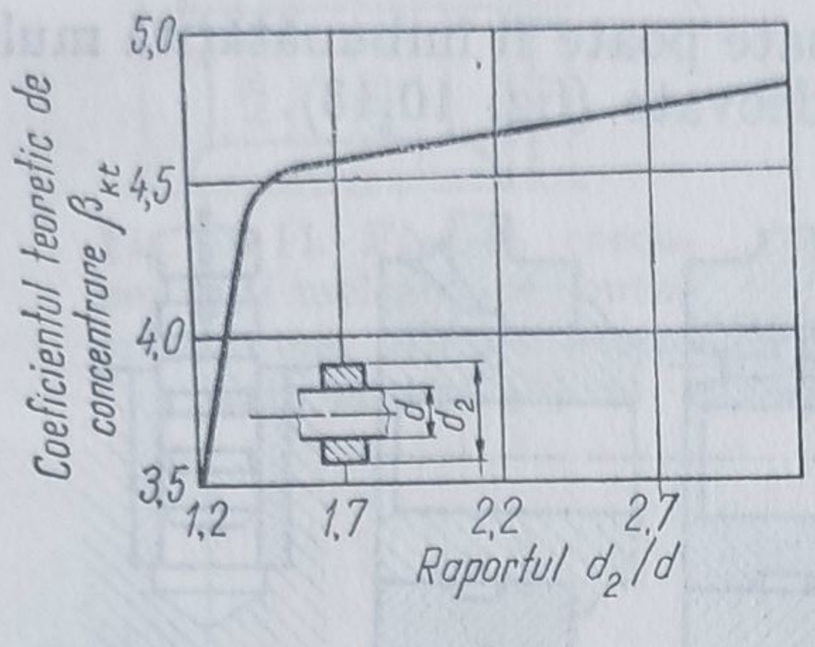


Fig. A.10—2—Dependența coeficientului teoretic de concentrare β_{kt}, de raportul d_2/d, pentru asamblările presate [1].

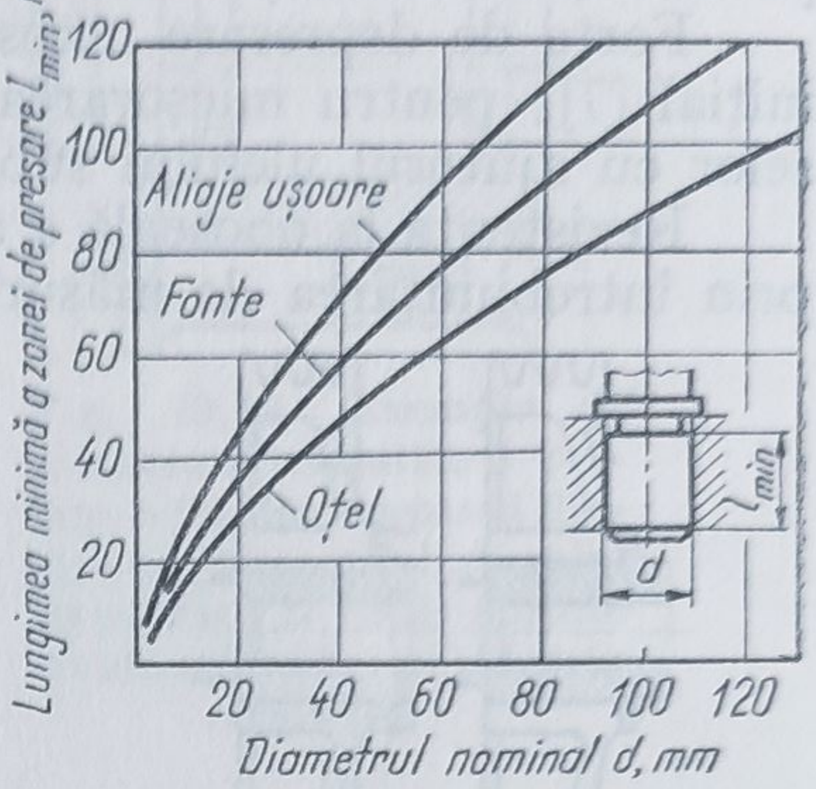


Fig. A. 10—3—Determinarea lungimii minime l_{min} pentru asamblările presate, în funcție de diametrul asamblării d [7].

Tabelul A.10-8

Înălțimea maximă a neregularităților suprafeței R_{max}[2] (conform DIN 7190)

Modul de prelucrare	R_{max}, μm	Modul de prelucrare	R_{max}, μm
Strunjire		*Rectificare*	
Grosieră	16—40	Grosieră	16—40
Fină	6,0—16	Medie	6,0—16
Foarte fină	2,5—6,0	Fină	2,5—6,0
		Foarte fină	1,0—2,5
Găurire		*Rodare*	1,6—4,0
Găurire de finețe medie	10—25		
Găurire fină și o alezare	6,0—10		
Găurire fină și două alezări	2,5—6,0		

În [3, 4 etc.] sînt indicate și alte valori pentru R_{max}

Tabelul A.10-9

Modulele de elasticitate E și coeficienții de dilatare termică α, pentru diferite materiale [2] (conform DIN 7190)

Materialul	E, daN/mm²	α_g, mm/mm · grd, cazul încălzirii pieselor	α_r, mm/mm · grd. în cazul răcirii
Oțel și piese turnate din oțel	$2 \cdot 10^4 - 2{,}1 \cdot 10^4$	$11 \cdot 10^{-6}$	$-8{,}5 \cdot 10^{-6}$
Fontă cenușie	$0{,}75 \cdot 10^4 - 1{,}05 \cdot 10^4$	$10 \cdot 10^{-6}$	$-8 \cdot 10^{-6}$
Metale dure	$5{,}4 \cdot 10^4 - 6{,}2 \cdot 10^4$	$5{,}5 \cdot 10^{-6}$	—
Alamă	$0{,}8 \cdot 10^4$	$18 \cdot 10^{-6}$	$-16 \cdot 10^{-6}$
Aluminiu și aliaje de aluminiu	$0{,}65 \cdot 10^4 - 0{,}75 \cdot 10^4$	$23 \cdot 10^{-6}$	$-18 \cdot 10^{-6}$
Aliaje de magneziu	$0{,}36 \cdot 10^4 - 0{,}47 \cdot 10^4$	$26 \cdot 10^{-6}$	$-21 \cdot 10^{-6}$
Rășină sintetică	400—1 600	$40 \ldots 70 \cdot 10^{-6}$	—

Tabelul A.10-10

Ajustajele recomandate pentru realizarea asamblărilor presate [4, 5, 9 etc.] (conform STAS 8104 și 8105-68)*

Ajustajul recomandat	Strîngerea realizată	Exemple de utilizare
H6/j5 H7/j6 H8/j7	Foarte mică și puțin probabilă	Montarea roților dințate cilindrice și conice fixate cu pene. Montarea coroanelor roților melcate. Montarea capacelor în corpuri. Asamblarea bucșei conice în lagărul păpușii fixe a unor strunguri. Centrarea semicuplajelor
H6/k5 H7/k6 H8/k7	Probabilă mică	Montarea roților dințate mici cu funcționare liniștită. Asamblarea boltului de piston în piston. Montarea pieselor cu excentric. Montarea bucșelor cu gheare pe arbori
H6/n5 H7/n6 H8/n7	Probabilă mare	Unele bucșe cu pereți subțiri și fără pene. Montarea unor roți dințate pe arbori (la mașinile de forjat). Montarea bucșelor în cilindrii pompelor, de mare presiune. Montarea bucșei sertarului de distribuție la ciocanele cu abur sau cu aer comprimat
H6/p5 H7/p6	Mică	Montarea roților pe arbori, în prezența penelor. Montarea cuzineților în lagăre
H6/r5 H7/r6 H8/r7	Mijlocie	Bucșe presate în lagăre. Asamblarea capetelor de bielă. Fixarea rotorilor pe arbori. Fixarea unor roți pe arbori, la mașinile de găurit pneumatice
H6/s5 H7/s6 H8/s7	Mare	Montarea manetonului în manivela arborelui cotit. Montarea cămășii pe cilindrii motoarelor cu ardere internă
H6/t5 H7/t6	Foarte mare	Montarea scaunului supapei în chiulasa motorului. Montarea semicuplajelor pe arbori. Montarea permanentă a roților dințate mari pe arbori
H6/u5 H7/u6 H8/u7	Extrem de mare	Montarea bandajelor de oțel pe roțile de locomotivă. Montarea roților de locomotivă pe osie. Asamblarea bolțurilor de manivelă cu discul acesteia
H6/v5; H6/x5; H7/v6; H7/x6 H7/y6; H7/z6 H8/x7; H8/y7 H8/z7	Cu caracter special	–

* Ajustajele din chenar sînt preferențiale.

Tabelul A.10-11

Valorile medii ale coeficientului de frecare la asamblările presate [3, 4]

Materialul pieselor asamblate		Modul de ungere	μ'	μ''	μ
Arborele	Butucul				
Oțel	Oțel	Ungere cu ulei, la montare	0,06–0,22	0,08–0,2	0,09–0,17
Oțel	Fontă	Ungere cu ulei, la montare	0,06–0,14	0,09–0,17	0,07–0,12
Oțel	Aliaje ușoare	Fără ungere la montare	0,02–0,08	0,03–0,08	0,02–0,06

Tabelul A.10-12

Valorile coeficientului de frecare de alunecare μ, la asamblările presate [1] (piesa cuprinsă – arborele – din oțel)

Metodă de montare	Materialul piesei cuprinzătoare (butucul)				
	Oțel	Fontă	Aliaje de Al și Mg	Alamă	Mase plastice
Presare mecanică	0,06–0,13*	0,07–0,12	0,02–0,06	0,05–0,1	0,4–0,5
Presare la cald	0,14–0,16** / 0,07–0,16	0,07–0,09	0,05–0,06	0,05–0,14	

* Suprafețele pieselor asamblate sînt unse preliminar cu ulei mineral

** La numitor sînt indicate valorile μ la montarea asamblării, utilizînd răcirea piesei cuprinse.

Observații. 1. Pentru asamblările care sînt solicitate de sarcini variabile – cu o frecvență $f > 10$ Hz – valorile coeficientului de frecare μ trebuie micșorate cu 30–40%.

2. În cazul utilizării uleiului sub presiune, la montarea pieselor din oțel și fontă se consideră $\mu = 0,12$.

Tabelul A.10-13

Valorile cuantilei distribuției normale u, în funcție de probabilitatea de defectare estimată [1 etc.

p_r	0,5	0,9	0,95	0,97	0,99	0,995	0,997	0,999
u	0	1,28	1,64	1,88	2,33	2,58	2,75	3,1

Tabelul A.10-14

Valorile raportului $\beta_{k\sigma}/\varepsilon_\sigma$ pentru asamblările presate [1]

Diametrul arborelui. mm	Ajustajul presat	Valorile $\beta_{k\sigma}/\varepsilon_\sigma$ pentru σ_r în daN/mm²						
		50	60	70	80	90	100	120
30	H7/r6	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25
	H7/k6	1,9	2,05	2,25	2,45	2,6	2,8	3,2
	H7/h6	1,6	1,8	1,95	2,10	2,3	2,45	2,75
50	H7/r6	3,05	3,35	3,65	3,95	4,3	4,6	5,2
	H7/k6	2,3	2,5	2,75	3,0	3,2	3,45	3,9
	H7/h6	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,4
100 și mai mare	H7/s6	3,3	3,6	3,95	4,25	4,6	4,9	5,6
	H7/k6	2,45	2,7	2,95	3,2	3,45	4,0	4,2
	H7/h6	2,15	2,35	2,55	2,75	3,0	3,2	3,7

B i b l i o g r a f i e

1 **Birgher, I.A.** ș.a. *Rasciot na procinost detalei mașin.* Spravocinik. Moscova, Mașinostroenie, 1979, p. 96—107.
2. **Decker, K.H.** *Maschinenelemente.* München, Carl Hanser Verlag, 1971, p. 65—71.
3. **Drăghici, I.** *Asamblări presate* (§ 7.2.8.). În: Manualul inginerului mecanic. Mecanisme. Organe de mașini. Dinamica mașinilor. București, Editura tehnică, 1976, p. 342—345.
4. **Drăghici, I.** ș.a. *Organe de mașini. Probleme.* București, Editura didactică și pedagogică, 1980.
5. **Dragu, D.** ș.a. *Toleranțe și măsurători tehnice.* București, Editura didactică și pedagogică, 1980.
6. **Manea, Gh.** *Organe de mașini.* Vol. I. București, Editura tehnică, 1970.
7. **Orlov, P.I.** *Osnovî konstruirovania.* Vol. I. Moscova, Mașinostroenie, 1977.
8. **Reșetov, D.N.** ș.a. *Detali mașin. Atlas konstrukții.* Moscova, Mașinostroenie, 1979.
9. **Rozsa, F., V. Dobre, A. Raicu.** *Metoda generală pentru calculul asamblărilor presate și fretate cu optimizarea soluțiilor constructive* — TS 39. I.C.T.C.M. — București, 1979.
10. * * * *Detali mașin.* Rasciot i konstruirovanie. Vol. 1. Moscova, Mașinostroenie, 1968.

11. Arbori drepți

Notații

c, c_σ, c_τ — coeficientul de siguranță global, la solicitări variabile; coeficientul de siguranță la solicitări normale, respectiv tangențiale;

d — diametrul arborelui;

f — deformația liniară la încovoiere într-o anumită secțiune a arborelui;

f_{st} — săgeata statică a arborelui;

H, V — reacțiunile din reazemele arborelui în planul orizontal, respectiv vertical;

I_z, I_p — momentul de inerție axial, respectiv polar;

k, k' — rigiditatea flexională, respectiv torsională a arborelui;

m — masa sistemului vibrant al arborelui;

M_i, M_{iH}, M_{iV} — momentul de încovoiere total, respectiv momentul de încovoiere în planul orizontal sau în planul vertical;

$M_t(P/n)$ — momentul de torsiune; raportul dintre puterea P și turația n a arborelui;

n_{cr} — turația critică a arborelui;

N, T — forța normală, respectiv forța tăietoare care solicită arborele;

x, y, z — coordonatele punctelor de aplicație a torsorilor care acționează asupra arborelui;

x_λ — coordonata curentă, la care se determină săgeata f a arborelui;

W_z, W_p — modulul de rezistență axial, respectiv polar;

α — coeficientul care ia în considerare modul diferit de variație al solicitărilor de încovoiere și torsiune;

β_k, β_{kt}, β'_{kt} — coeficientul efectiv de concentrare, respectiv teoretic (raportat la efortul unitar nominal); coeficientul teoretic de concentrare raportat la efortul unitar din secțiunea maximă;

γ — coeficientul de calitate al suprafeței;

ε — factorul dimensional;

θ — deformația unghiulară a arborelui cauzată de solicitarea de torsiune;

$\sigma_a(\tau_a)$, $\sigma_m(\tau_m)$ — amplitudinea și respectiv efortul unitar mediu al ciclului variabil de solicitare;

σ_{ai} — rezistența admisibilă la solicitarea de încovoiere;

σ_{red} — efortul unitar rezultant (la solicitarea compusă);

$\sigma_{t(c)}$ — efortul unitar de tracțiune (comprimare);

τ_{at} — rezistența admisibilă, convențională, la solicitarea de torsiune;

φ — deformația unghiulară a arborelui (a fibrei medii) cauzată de solicitarea de încovoiere.

Arborii sînt organe de mașini cu mișcare de rotație, utilizate pentru transmiterea momentului de torsiune la piesele care sînt montate pe arbori. În majoritatea cazurilor, arborii au și rolul de a menține poziția axei de rotație a elementelor cu care sînt asamblați.

11.1. *Relaţiile şi metodica de calcul*

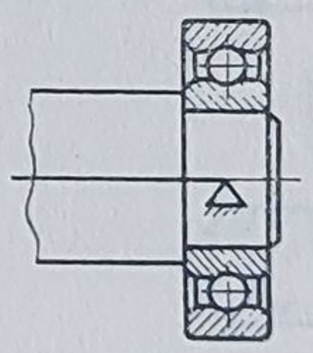
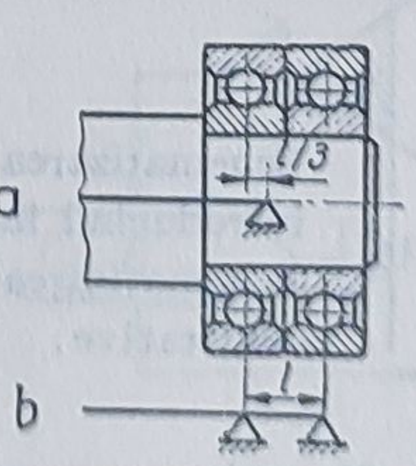
Pentru aprecierea rezistenţei arborilor este necesar să se cunoască *distribuţia reală* a eforturilor unitare — datorate sarcinilor exterioare — în secţiunile arborilor (constante şi variabile). Sarcinile exterioare — *constante* şi *variabile* — se transmit la arbore de la piesele montate pe acesta (roţi dinţate, cuplaje etc.) şi pot fi determinate prin calcul.

Sistemul folosit pentru rezemarea arborelui determină calitatea de sistem *static determinat* sau *nedeterminat* al acestuia, deci modul în care trebuie calculat arborele. De fapt numărul şi natura reazemelor (fusurilor) stabilesc condiţiile de determinabilitate statică.

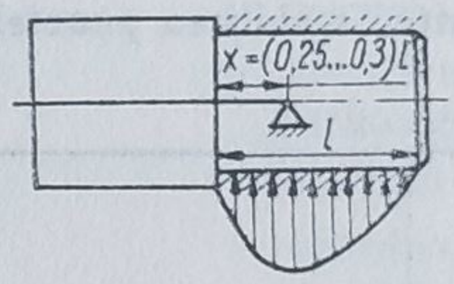
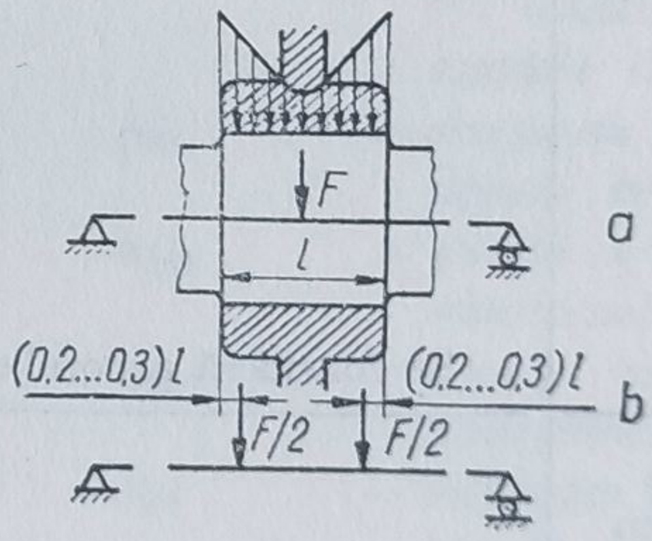
Distribuţia forţelor de interacţiune dintre arbore şi piesele montate pe acesta sau/şi de reazeme este, în general, neuniformă pe lungimea suprafeţei de contact, fiind influenţată de tipul montajului, rigiditatea pieselor montate etc. Din această cauză se impune schematizarea încărcării arborelui (tabelul 11.1).

Tabelul 11.1

Schemele de calcul pentru stabilirea punctelor de aplicaţie a reacţiunilor din reazemele arborilor [1,3]

Cazul real	Schematizarea posibilă
Arbore montat pe rulmenţi	 Se consideră arborele ca o grindă pe reazeme rigide
Arbore montat pe rulmenţi în tandem	 *NOTĂ.* Cea mai mare parte a sarcinii va fi preluată de rulmentul interior (schema *a*) În calcule mai precise, arborele se consideră ca o grindă pe mai multe reazeme (schema *b*), pe reazeme elastice cu deformaţia radială [1]:

Tabelul 11.1 (continuare)

Cazul real	Schematizarea posibilă
Arbore montat pe rulmenți în tandem	$\delta_r = [\lambda + 0,1(1 + d/D)/bd]/F$ [cm], cu: $\lambda = (0,7 + 0,2d)/\sqrt[3]{F}$ — pentru rulmentul radial cu bile obișnuit; $\lambda = 0,32 + 0,0026d$ — pentru rulmentul cu role cilindrice; $\lambda = 0,019 + 0,0015d$ — pentru rulmentul radial-axial cu role conice, serie lată; $\lambda = 0,022 + 0,0015d$ — pentru rulmentul radial-axial cu role conice, serie normală; b — lățimea inelului rulmentului; d, D — diametrul interior, respectiv exterior ale rulmentului, în cm; F — sarcina radială, în daN. De obicei $\delta_r/F = (5 \dots 10)\,10^{-6}$ [cm/daN]
Arbore montat în lagăre cu alunecare	 Însă $x \leqslant 0,5d$
Interacțiunea dintre arbore și butucul pieselor montate pe acesta	 **Schematizarea *a* nu denaturează sensibil rezultatele calculului introducînd însă substanțiale simplificări.** Schematizarea *b* se recomandă pentru calcule mai precise, dar tot orientative.

Relațiile, metodica și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea arborilor sînt indicate în tabelul 11.2. În vederea utilizării calculatoarelor numerice pentru calculul arborilor, în fig. 11.1 și 11.2 sînt prezentate scheme logice corespunzătoare.

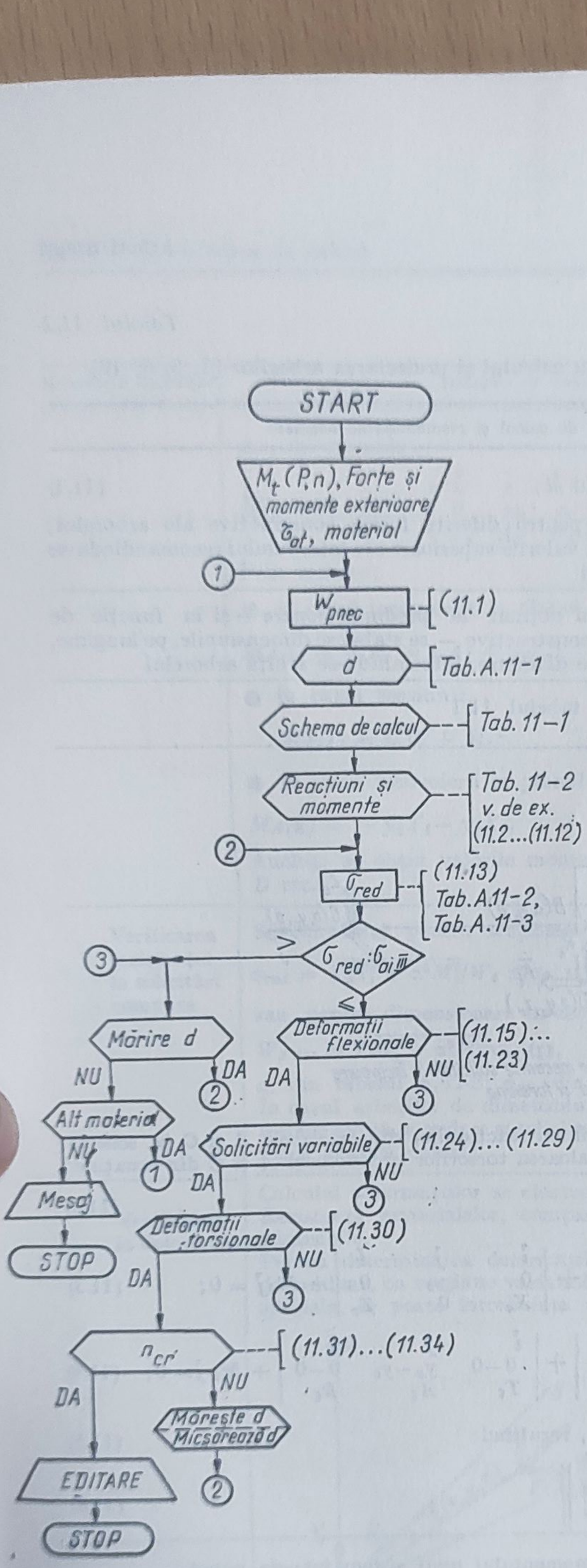


Fig. 11.1. Schema logică generală pentru calculul arborilor.

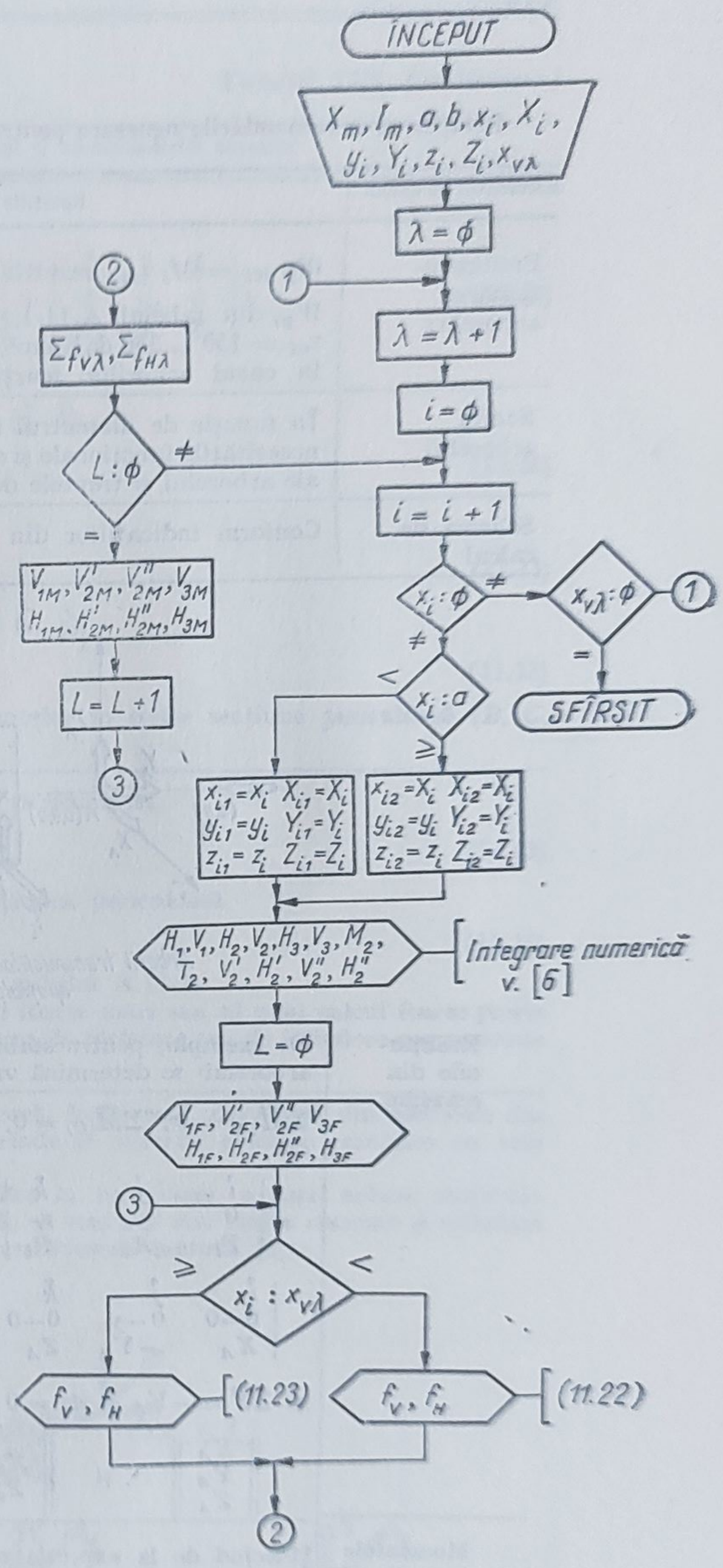
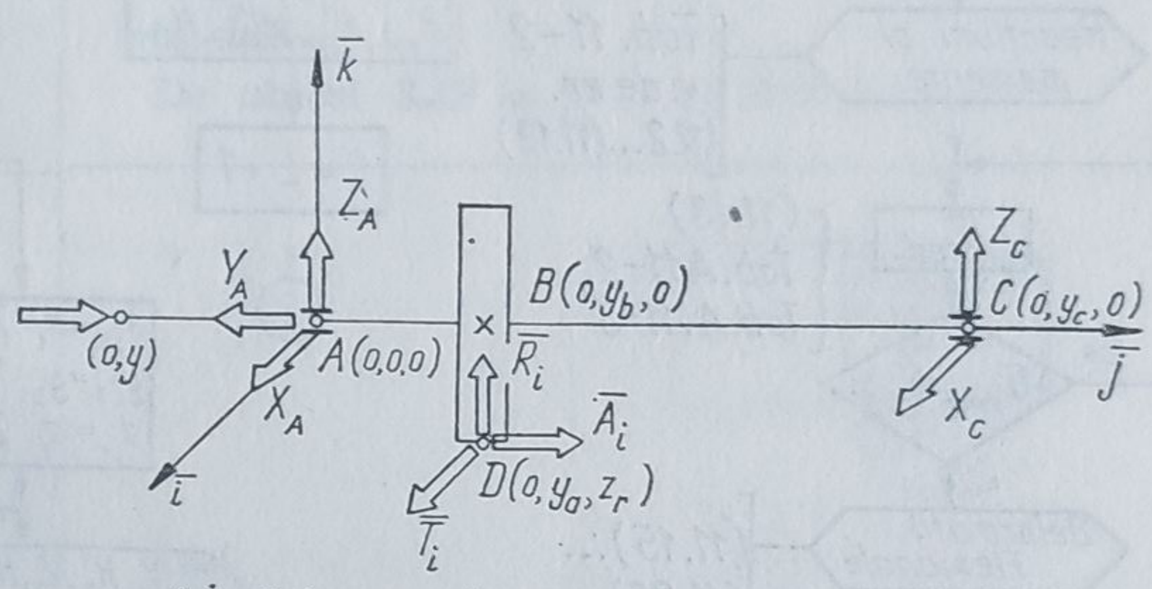


Fig. 11.2. Schema logică pentru calculul deformațiilor arborilor.

Tabelul 11.2

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea arborilor [1, 3, 6, 10]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Predimensionarea arborelui	$W_{p\,nec} = M_t \tau_{at}$, rezultînd d; (11.1) W_p, din tabelul A.11-1, pentru diferite forme constructive ale arborelui; $\tau_{at} = 150 \ldots 350$ daN/cm², valorile superioare ale intervalului recomandîndu-se în cazul arborilor scurți
Schița arborelui	În funcție de diametrul d obținut la predimensionare — și în funcție de necesitățile funcționale și constructive — se stabilesc dimensiunile, pe lungime, ale arborelui și treptele de diametre, întocmindu-se schița arborelui
Schema de calcul	Conform indicațiilor din tabelul 11.1



Arborii transmisiilor mecanice solicitați la încovoiere spațială și torsiune

Reacțiunile din reazeme

De exemplu, pentru stabilirea reacțiunilor din reazemele A și C (v. schema arborelui) se determină valoarea torsorilor necunoscuți $\bar{A}$ și $\bar{C}$ din ecuațiile:

$$\Sigma \bar{M}_{(A)} = 0; \quad \Sigma \bar{M}_{(C)} = 0, \tag{11.2}$$

cu:

$$\begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0 & y_a & z_r \\ T_i & A_i & R_i \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0 & y_c & 0 \\ X_c & 0 & Z_c \end{vmatrix} + M_t \bar{j} = 0; \tag{11.3}$$

$$\begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0-0 & 0-y_c & 0-0 \\ X_A & -Y_A & Z_A \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0-0 & y_b-y_c & 0-0 \\ T_i & A_i & R_i \end{vmatrix} + M_t \bar{j} = 0; \tag{11.4}$$

și $\Sigma \bar{Y} = -Y_A + A_i = 0$, rezultînd: (11.5)

$$\left\| \begin{matrix} X_A \\ Y_A \\ Z_A \end{matrix} \right\| \quad \text{și} \quad \left\| \begin{matrix} X_c \\ Z_c \end{matrix} \right\| \tag{11.6}$$

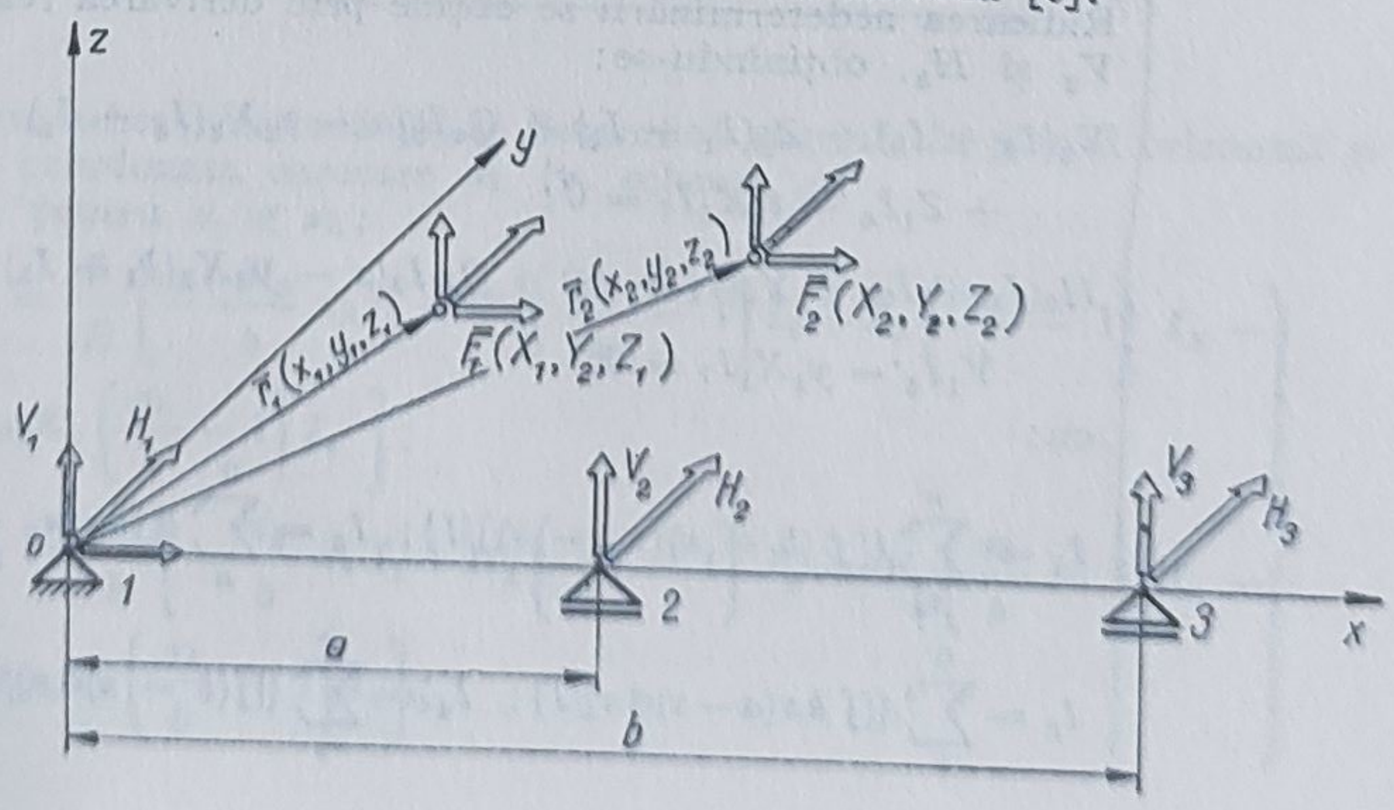
Momentele în secțiunile periculoase ale arborelui

Plecînd de la expresia momentului unui sistem într-un punct, $\bar{M} = \Sigma \bar{r}_i \bar{F}_i$, rezultă: (11.7)

$$\bar{M}_{(A)} = \bar{M}_t + [\bar{r}_{DA} \cdot \bar{F}] + [\bar{r}_{CA} \cdot \bar{C}]; \tag{11.8}$$

$$\bar{M}_{(B)} = \bar{M}_t + [\bar{r}_{AB} \cdot \bar{A}] + [\bar{r}_{DB} \cdot \bar{F}] + [\bar{r}_{CB} \cdot \bar{C}], \tag{11.9}$$

Tabelul 11.2 (continuare)

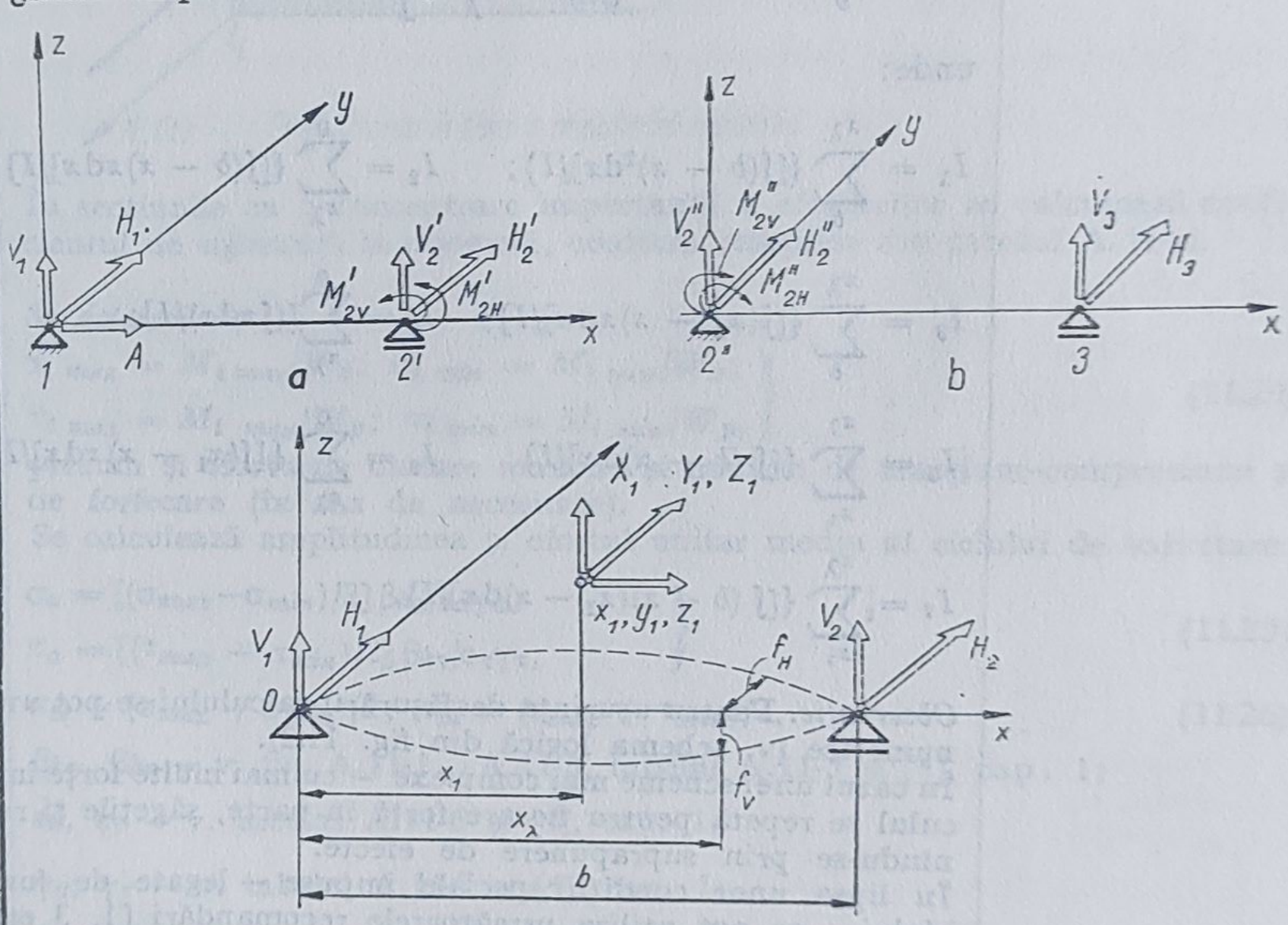
Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
	sau, de exemplu: $$\overline{M}_{(A)} = \bar{j} \cdot M_t + \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0 & y_a & z_r \\ T_i & A_i & R_i \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0 & y_c & 0 \\ X_c & 0 & Z_c \end{vmatrix}. \quad (11.8')$$ Prin urmare: ● în cazul încovoierii în planul $(\bar{j}, \bar{k})$, $$M_{A(\bar{i})} = y_a R_i - z_r A_i + y_i Z_c; \quad (11.10)$$ ● în cazul torsiunii, $$M_{A(\bar{j})} = z_r T_i + M_t; \quad (11.11)$$ ● în cazul încovoierii în planul $(\bar{i}, \bar{j})$, $$M_{A(\bar{k})} = -y_a T_i - y_c X_c. \quad (11.12)$$ Analog, se obțin valorile momentelor în orice secțiune periculoasă (B, C, D etc.)
Verificarea rezistenței la solicitări compuse	Se calculează pentru secțiunile periculoase: $$\sigma_{red} = \sqrt{M_i^2 + \alpha^2 M_t^2}/W_z \leq \sigma_{ai\ III}, \quad (11.13)$$ sau, pentru dimensionare în secțiunea periculoasă $$W_{z\ nec} = \sqrt{M_i^2 + \alpha^2 M_t^2}/\sigma_{ai\ III}, \quad (11.13)$$ α, din tabelul A.11-2; σ_{ai}, din tabelul A.11-3. În cazul arborilor de dimensiuni foarte mari sau al unui calcul foarte precis trebuie avută în vedere și solicitarea de forfecare sau de întindere-compresiune (dacă aceasta există).
Verificarea la deformații	Calculul deformațiilor se efectuează, în general, după una din metodele din Rezistența materialelor, comparîndu-se valorile efective rezultate cu cele admisibile. Pentru determinarea deformațiilor la încovoiere a unui arbore static nedeterminat, cu secțiune variabilă, cu trei sau mai multe reazeme și solicitări spațiale, se poate întrebuința următoarea metodă [6]: 

Tabelul 11.2 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Verificarea la deformații	Forțele spațiale F_1 și F_2: $\bar{F}_1 = \bar{X}_1 + \bar{Y}_1 + \bar{Z}_1$; $\bar{F}_2 = \bar{X}_1 + \bar{Y}_2 + \bar{Z}_2$, (11.15) unde: $X_{1,2}$, $Y_{1,2}$ și $Z_{1,2}$ – componentele forțelor care solicită arborii; $x_{1,2}$, $y_{1,2}$ și $z_{1,2}$ – coordonatele punctelor de aplicație a forțelor F_1 și F_2. În afara ecuațiilor de echilibru $\left.\begin{aligned}&\Sigma X = X_1 + X_2 + A = 0;\ \Sigma Y = H_1 + H_2 + H_3 + Y_2 + Y_3 = 0;\\&\Sigma Z = V_1 + V_2 + V_3 + Z_1 + Z_2 = 0;\\&\Sigma M_{\bar{j}} = aV_2 + bV_3 + x_1Z_1 - z_1X_1 + x_2Z_2 - z_2X_2 = 0;\\&\Sigma M_{\bar{k}} = aH_2 + bH_3 + x_1Y_1 - y_1X_1 + x_2Y_2 - y_2X_2 = 0,\end{aligned}\right\}$ (111.6) sînt necesare ecuațiile (11.17) obținute din condițiile de deformații: $\left.\begin{aligned}&\sum_{i=1}^{m}\sum_{k=1}^{n}\left(\int_{\alpha_{k,i}}^{\alpha_{k,i+1}} \frac{\partial M_{\bar{j}}}{\partial V_3} M_{\bar{j}}\, \mathrm{d}x/EI_k\right) = 0;\\&\sum_{i=1}^{m}\sum_{k=1}^{n}\left(\int_{\alpha_{k,i}}^{\alpha_{k,i+1}} \frac{\partial M_{\bar{k}}}{\partial H_3} M_{\bar{k}}\, \mathrm{d}x/EI_k\right) = 0,\end{aligned}\right\}$ (11.17) k fiind indicele momentului de inerție constant, iar i – indicele zonei în care ecuația momentului încovoietor este aceeași. Dezvoltarea ecuațiilor (11.17) se obține prin relațiile care dau momentul încovoietor $\bar{M}$ de-a lungul grinzii în funcție de x; de exemplu, pentru intervalele $(b - x_2)$ și $(x_2 - a)$: $\bar{M} = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ b - x & 0 & 0 \\ A & H_3 & V_3 \end{vmatrix}$, (11.18) pentru intervalul $(b - x_2)$; $\bar{M} = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ b - x & 0 & 0 \\ A & H_3 & V_3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ x_2 - x & y_2 & z_2 \\ X_2 & Y_2 & Z_2 \end{vmatrix}$, (11.19) pentru intervalul $(x_2 - a)$. Ridicarea nedeterminării se obține prin derivarea relațiilor $\bar{M}$, în raport cu V_3 și H_3, obținîndu-se: $\left.\begin{aligned}&V_3(I_8 + I_9) + Z_2(I_1 + I_2) + Q_vI_3/a - z_2X_2(I_4 + I_5) + \\&\quad + Z_1I_6 - z_1X_1I_7 = 0;\\&H_3(I_8 + I_9) + Y_2(I_1 + I_2) + Q_HI_3/a - y_2X_2(I_4 + I_5) + \\&\quad Y_1I_6 - y_1X_1I_7 = 0,\end{aligned}\right\}$ (11.20) cu: $I_1 = \sum_{x_2}^{a}\{[\int (b - x)(x_2 - x)]/I\}$; $I_2 = \sum_{a}^{0}\{[\int kx(x_2 - x)\mathrm{d}x]/I\}$; $I_3 = \sum_{a}^{0}\{[\int kx(a - x)\mathrm{d}x]/I\}$; $I_4 = \sum_{x_2}^{a}\{[\int (b - x)\mathrm{d}x]/I\}$;

Tabelul 11.2 (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul şi recomandările necesare
Verificarea la deformaţii	$I_5 = \sum_a^0 [(\int kx\,dx)/I]$; $I_6 = \sum_{x_1}^0 \{[\int kx(x_1 - x)\,dx]/I\}$; $I_7 = \sum_{x_1}^0 [(\int kx\,dx)/I]$; $I_8 = \sum_b^a \{[\int (b - x)^2\,dx]/I\}$; $I_9 = \sum_a^0 [(\int k^2x^2 dx)/I]$; $k = (b - a)/a$. Celelalte reacţiuni: $V_2 = Q_v/a - bV_3/a$; $H_2 = Q_H/a - bH_3/a$; $V_1 = -(V_2 + V_3 + Z_1 + Z_2)$; $H_1 = -(H_2 + H_3 + Y_1 + Y_2)$. (11.21) Cunoscînd reacţiunile, grinda continuă pe trei reazeme se descompune în grinzi simplu rezemate (v. schema *b*)



Prin aceeaşi metodă [6] se determină săgeţile în planul orizontal şi vertical la coordonata oarecare x_λ (v. schema *c*):

- pentru $x_1 \leqslant x_\lambda$:

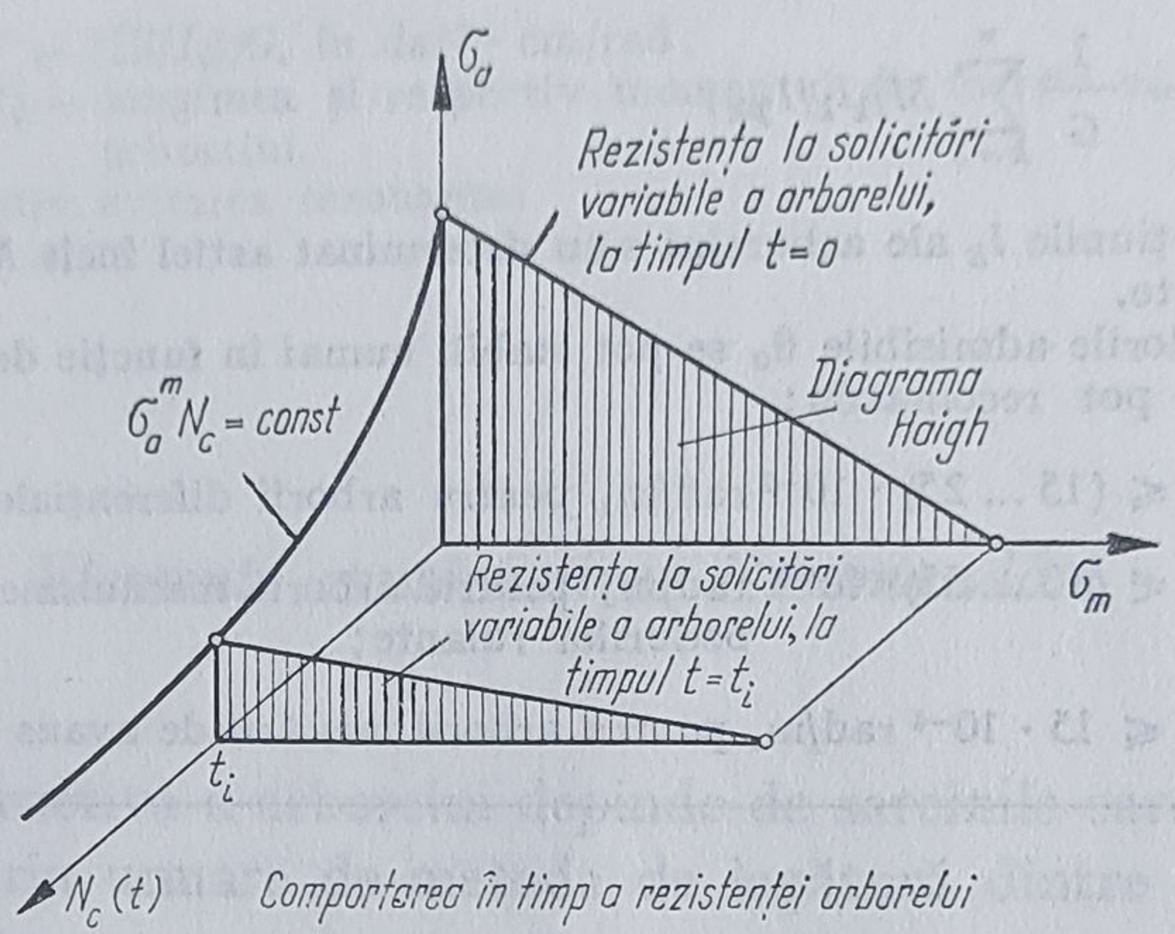
$$\left.\begin{aligned} f_v &= \frac{1}{E}\left[-\frac{V_2}{b}x_\lambda I_1 + V_2\left(\frac{x_\lambda}{b} - 1\right)I_2 + Z_1\left(\frac{x_\lambda}{b} - 1\right)I_3 - \right. \\ &\left. - z_1X_1\left(\frac{x_\lambda}{b} - 1\right)I_4\right]; \\ f_H &= \frac{1}{E}\left[-\frac{H_2}{b}x_\lambda I_1 + H_2\left(\frac{x_\lambda}{b} - 1\right)I_2 + Y_1\left(\frac{x_\lambda}{b} - 1\right)I_3 - \right. \\ &\left. - y_1X_1\left(\frac{x_\lambda}{b} - 1\right)I_4\right]; \end{aligned}\right\} \quad (11.22)$$

Tabelul 11.2 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Verificarea la deformații	● pentru $x_1 \geq x_\lambda$: $$f_V = \frac{1}{E}\left[-\frac{x_\lambda}{b}V_2 I_1 + V_2\left(\frac{x_\lambda}{b}-1\right)I_2 - Z_1\frac{x_\lambda}{b}I_7 + Z_1\left(\frac{x_\lambda}{b}-1\right)I_6 + z_1 X_1\frac{x_\lambda}{b}I_5 - z_1 X_1\left(\frac{x_\lambda}{b}-1\right)I_4\right];$$ $$f_H = \frac{1}{E}\left[-\frac{x_\lambda}{b}H_2 I_1 + H_2\left(\frac{x_\lambda}{b}-1\right)I_2 - Y_1\frac{x_\lambda}{b}I_7 + Y_1\left(\frac{x_\lambda}{b}-1\right)I_6 + y_1 X_1\frac{x_\lambda}{b}I_5 - y_1 X_1\left(\frac{x_\lambda}{b}-1\right)I_4\right], \quad (11.23)$$ unde: $$I_1 = \sum_{b}^{x_\lambda}\{[\int(b-x)^2 \mathrm{d}x]/I\}; \qquad I_2 = \sum_{x_\lambda}^{0}\{[\int(b-x)x\mathrm{d}x]/I\};$$ $$I_3 = \sum_{b}^{x_\lambda}\{[\int(x_1-x)x\mathrm{d}x]/I\}; \qquad I_4 = \sum_{x_\lambda}^{0}[(\int x\mathrm{d}x)/I];$$ $$I_5 = \sum_{x_1}^{x_\lambda}\{[\int(b-x)\mathrm{d}x]/I\}; \qquad I_6 = \sum_{x_\lambda}^{0}\{[\int(x_1-x)x\mathrm{d}x]/I\};$$ $$I_7 = \sum_{x_1}^{x_\lambda}\{[\int(b-x)(x_1-x)\mathrm{d}x]/I\}.$$ *Observație.* Pentru ușurința desfășurării calculului se pot utiliza calculatoarele numerice (v. schema logică din fig. 11.2). În cazul unei scheme mai complexe — cu mai multe forțe între reazeme — calculul se repetă pentru fiecare forță în parte, săgețile și reacțiunile determinîndu-se prin suprapunere de efecte. În lipsa unor condiții speciale impuse — legate de funcționarea ansamblului — se pot utiliza următoarele recomandări [1, 3 etc.]: — săgeata maximă pentru arborii pe care sînt montate roți dințate: $\delta_{max} \leq (2 \ldots 3)\cdot 10^{-4} l$, l fiind distanța dintre reazeme; — săgeata admisibilă în dreptul roților dințate $\delta_a = (0{,}01 \ldots 0{,}03)m$, m reprezentînd modulul de angrenare; — deformațiile unghiulare calculate se compară cu valorile admisibile, în rad, din porțiunile de dispunere a diferitelor piese sau din porțiunile fusurilor: $\varphi_a \leq 8\cdot 10^{-3}$, pentru rulmenții radiali cu bile; $\varphi_a \leq 5\cdot 10^{-3}$, pentru rulmenții oscilanți cu bile; $\varphi_a \leq 2{,}5\cdot 10^{-3}$, pentru rulmenții cu role cilindrice; $\varphi_a \leq 1{,}7\cdot 10^{-3}$, pentru rulmenții cu role conice; $\varphi_a \leq 1\cdot 10^{-3}$, pentru lagărele cu alunecare; $\varphi_a \leq (1 \ldots 2)\cdot 10^{-3}$, pentru roțile dințate.

Tabelul 11.2 (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul şi recomandările necesare



Verificarea la solicitări variabile

În secțiunile cu o concentrare importantă a eforturilor se calculează coeficientul de siguranță la oboseală, conform relațiilor din tabelul A.11-4.

Se determină:

$$\left.\begin{aligned} &\sigma_{i\,max} = M_{i\,max}/W_z;\ \ \sigma_{i\,min} = M_{i\,min}/W_z;\\ &\tau_{t\,max} = M_{t\ \,max}/W_p;\ \ \tau_{t\,min} = M_{t\,min}/W_p, \end{aligned}\right\} \tag{11.24}$$

precum și eforturile unitare maxime și minime de tracțiune-compresiune și de forfecare (în caz de necesitate).

Se calculează amplitudinea și efortul unitar mediu al ciclului de solicitare:

$$\left.\begin{aligned} &\sigma_a = [(\sigma_{max} - \sigma_{min})/2]\,\beta_{k\sigma}/\varepsilon_\sigma\gamma_\sigma;\\ &\tau_a = [(\tau_{max} - \tau_{min})/2]\,\beta_{k\tau}/\varepsilon_\tau\gamma_\tau, \end{aligned}\right\} \tag{11.25}$$

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2;\ \ \tau_m = (\tau_{max} + \tau_{min})/2, \tag{11.26}$$

$\beta_{k\sigma}$, $\beta_{k\tau}$ — v. fig. A.11-1 ... A.11-8, tabelul A.11-5 și [4], cap. 1;

ε_σ, ε_τ — v. tabelul A.11-6 și [4], cap. 1;

γ_σ, γ_τ — v. tabelul A.11-7 și [4], cap. 1;

Coeficientul de siguranță la oboseală se poate determina și grafic, construind în prealabil diagramele de rezistență a materialelor de tip Haigh (v. de exemplu fig. A.11-9):

- criteriul σ_m (τ_m) = const,

$$c_{\sigma,\tau} = \overline{AL}/\overline{AP}; \tag{11.27}$$

- criteriul R = const,

$$c_{\sigma,\tau} = \overline{OL}/\overline{OP}, \tag{11.28}$$

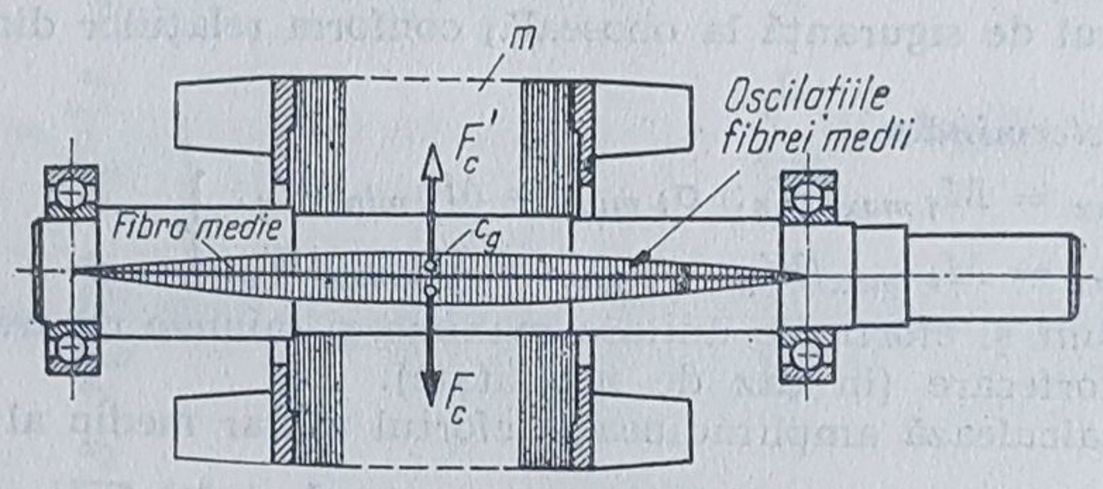
coeficientul global de siguranță la oboseală fiind

$$c = c_\sigma c_\tau/\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}; \tag{11.29}$$

σ_{0_2}, σ_{-1}, din [4], tabelul 1.1

Tabelul 11.2 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Verificarea deformațiilor torsionale	Deformația torsională globală la un arbore, la care I_p și M_t sînt variabile, $$\theta = \frac{1}{G}\sum_{k=1}^{n} M_{tk} l_k / I_{pk}; \quad (11.30)$$ porțiunile l_k ale arborelui s-au determinat astfel încît M_{tk} și I_{pk} să fie constante. Valorile admisibile θ_a se pot stabili numai în funcție de destinația arborelui. Se pot recomanda: $\theta_a \leqslant (15 \ldots 25) \cdot 10^{-2}$ rad/m, pentru arborii diferențialelor de autovehicule; $\theta_a \leqslant (40 \ldots 55) \cdot 10^{-4}$ rad/m, pentru arborii mecanismelor de deplasare ale podurilor rulante; $\theta_a \leqslant 15 \cdot 10^{-4}$ rad/m, pentru arborii mișcării de avans de la mașinile-unelte



Turația critică a arborelui	*În cazul vibrațiilor flexionale* [2] $n_{cr} = 30\,\chi\,\sqrt{k/m}/\pi$, sau (11.31) $n_{cr} = 30\chi\,\sqrt{g/f_{st}}/\pi$; (11.31') $\chi = 1{,}0$, pentru arbori care se rotesc liber în lagăre; $\chi = 1{,}3$, pentru arbori încastrați la ambele capete; $\chi' = 0{,}9$, pentru arbori cu o consolă; k, în daN/cm; m, în daN · s²/cm; f_{st}, în cm; g, în cm/s². *NOTĂ.* $n < n_{cr}$, arbori rigizi; $n > n_{cr}$, arbori elastici. Se recomandă, pentru evitarea rezonanței $n \in (0{,}85 n_{cr},\ 1{,}25\, n_{cr})$ (11.32) *În cazul vibrațiilor torsionale* [2] $n_{cr} \approx 30\,\sqrt{k'/I_a}$, (11.33) unde: I_a este momentul de inerție al arborelui, inclusiv al pieselor montate pe acesta, în daN · s² · cm;

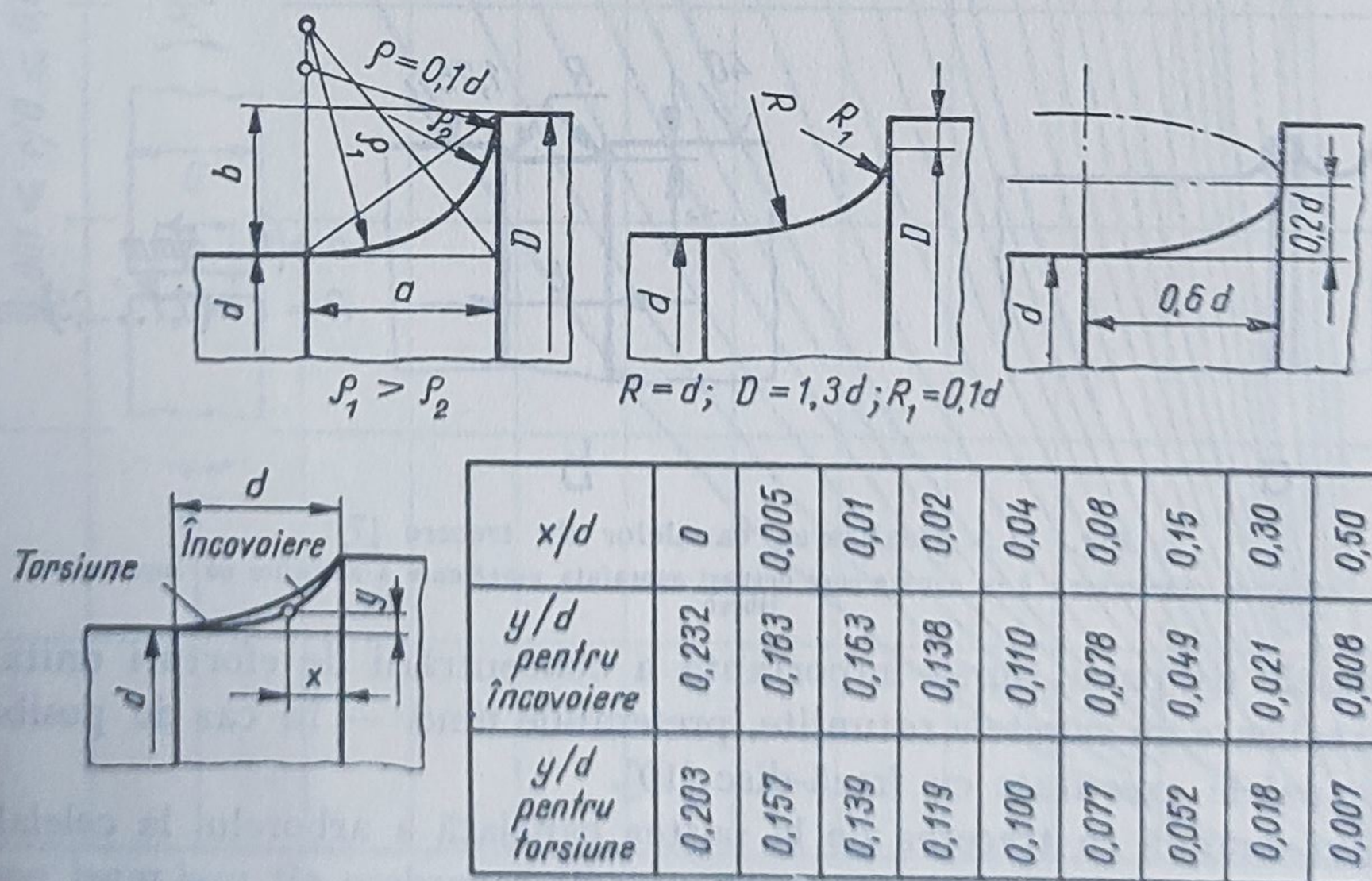
Tabelul 11.2 (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul şi recomandările necesare
	$1/k' = (\Sigma l/I_i)/G$, în daN · cm/rad; l, I_i — lungimea şi respectiv momentul de inerţie al secţiunii treptei i a arborelui. Pentru evitarea rezonanţei $n \gtrless n_{cr}$ (11.34)

11.2. *Elemente constructive. Recomandări*

Forma constructivă a arborelui depinde de sarcinile care acţionează asupra acestuia şi prin urmare de metoda de legătură dintre arbore şi piesele montate pe acesta.

La proiectarea soluţiei constructive a arborelui trebuie să se ia în considerare: mărirea rezistenţei la oboseală prin reducerea concentratorilor; realizarea unei poziţii corecte a pieselor montate pe arbore şi, în special, sprijinul axial corect al acestora; asigurarea tehnologicităţii arborelui la un cost minim.



x/d	0	0,005	0,01	0,02	0,04	0,08	0,15	0,30	0,50	1,00
y/d pentru încovoiere	0,232	0,183	0,163	0,138	0,110	0,078	0,049	0,021	0,008	0
y/d pentru torsiune	0,203	0,157	0,139	0,119	0,100	0,077	0,052	0,018	0,007	0

Fig. 11.3. Recomandări privind razele de racordare la treptele de diametru ale arborilor [7].

Principala sursă de concentratori de eforturi unitare o constituie trecerile de secțiune (*treptele de diametru*); modul de realizare a acestor trepte stabilind însă și prelucrabilitatea arborelui, accesibilitatea pietrei de rectificat și sprijinul axial al pieselor montate pe arbore [10].

Se recomandă ca treptele de diametru să fie executate prin raze de racordare cît mai mari posibile (fig. 11.3 și tabelul A.11-8). Razele de racordare sînt standardizate prin STAS 406-73, diametrele arborelui trebuind să se încadreze în STAS 8724/2-71.

Utilizarea treptelor de diametru ca reazem (umăr) pentru sprijinul axial al pieselor montate pe arbore, precum și accesibilitatea pietrei de rectificat în zona de trecere de la un diametru la altul este obținută prin *canalele de trecere* (fig. 11.4 și 11.5).

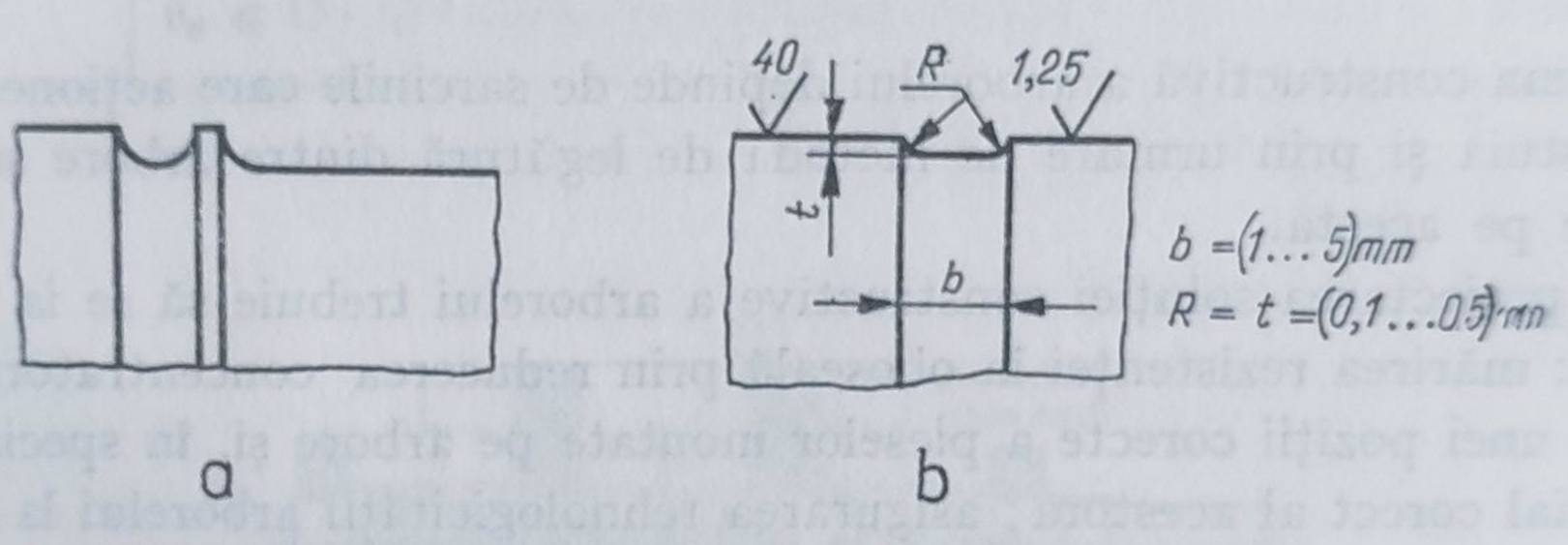


Fig. 11.4. Recomandări privind canalele care asigură accesibilitatea pietrei de rectificat și un sprijin axial corect al pieselor montate pe arbore [7].

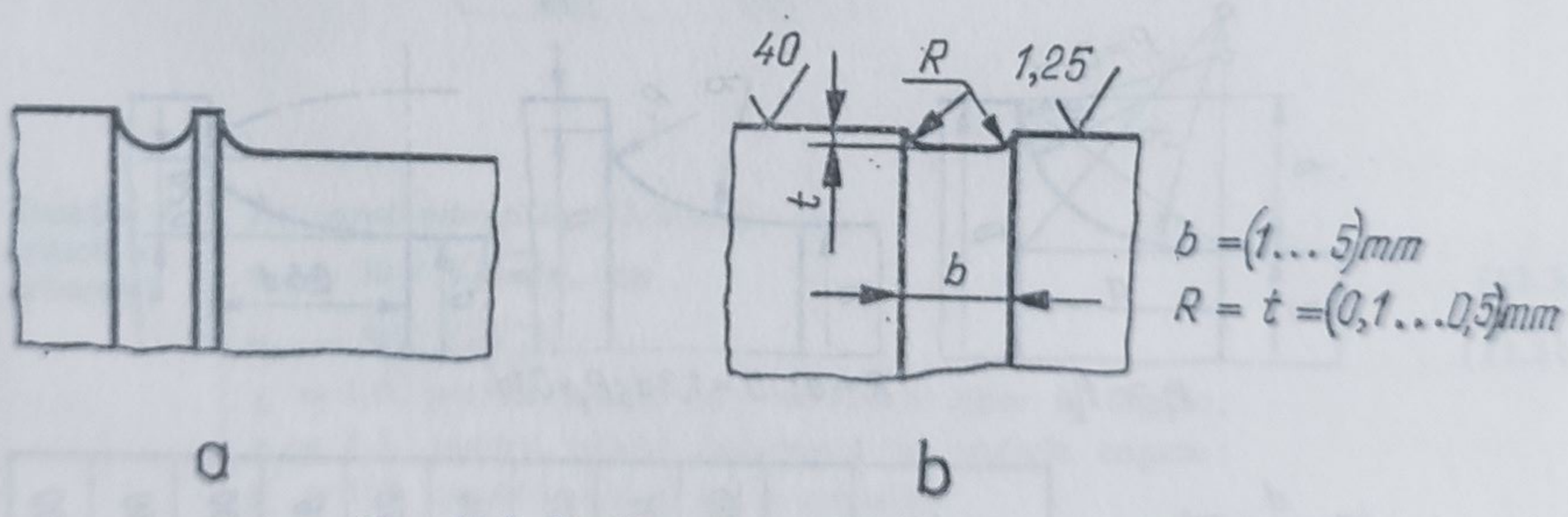


Fig. 11.5. Realizarea canalelor de trecere [7]:
a — canal de descărcare; *b* — canale care despart suprafața purtătoare a arborilor cu suprafața liberă.

Canalele de pană, sursă importantă a concentrării de eforturi unitare, trebuie realizate cu capetele rotunjite, preferabile fiind — în caz de posibilitate — canalele executate cu freză-disc [10].

Se recomandă ca trecerea de la partea canelată a arborelui la celelalte părți ale acestuia să se realizeaze prin raze de racordare cît mai mari posibile [10].

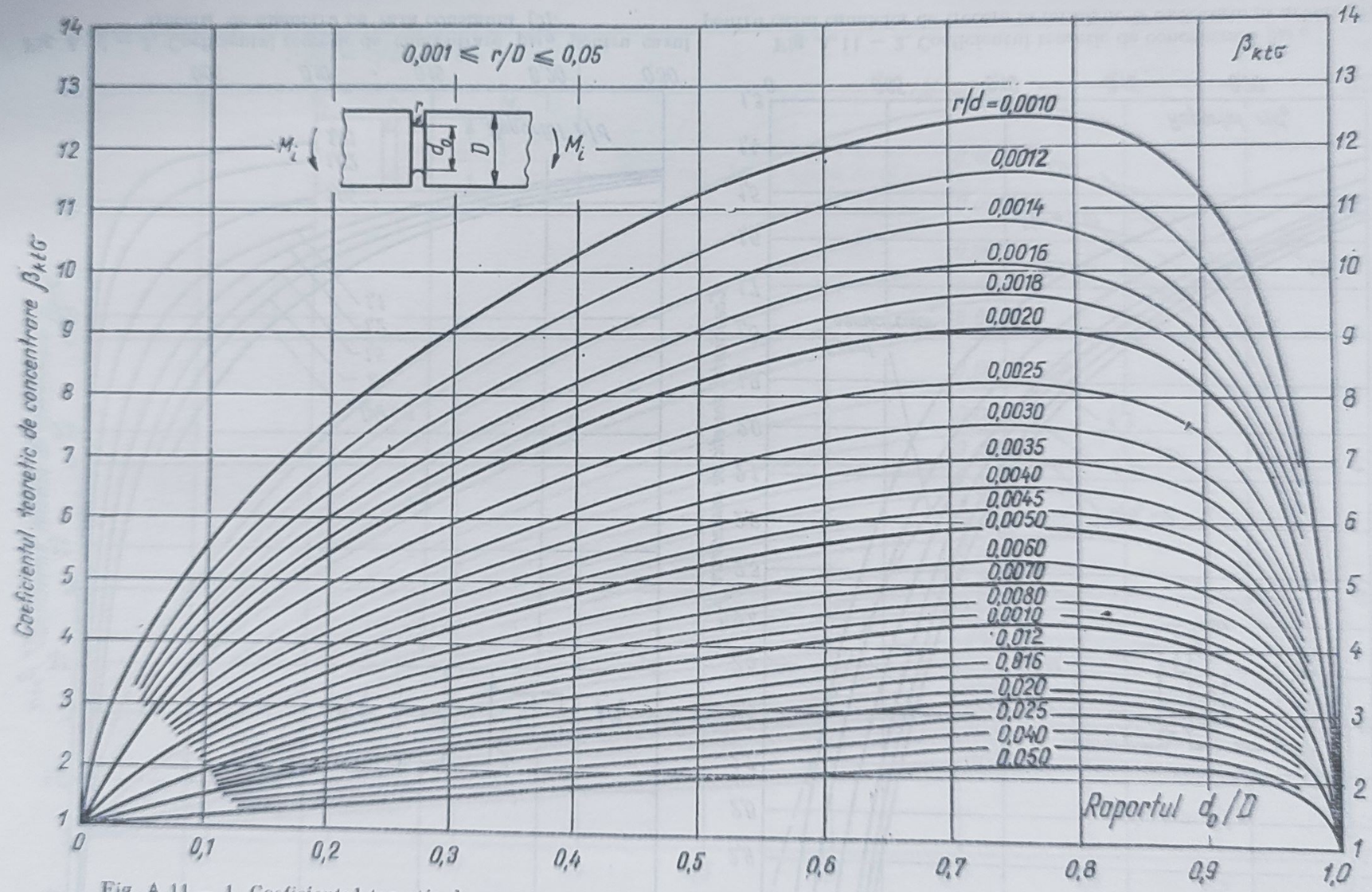


Fig. A.11 — 1. Coeficientul teoretic de concentrarea $\beta_{kt\sigma}$ pentru cazul canalelor de trecere practicate în arbore [5].

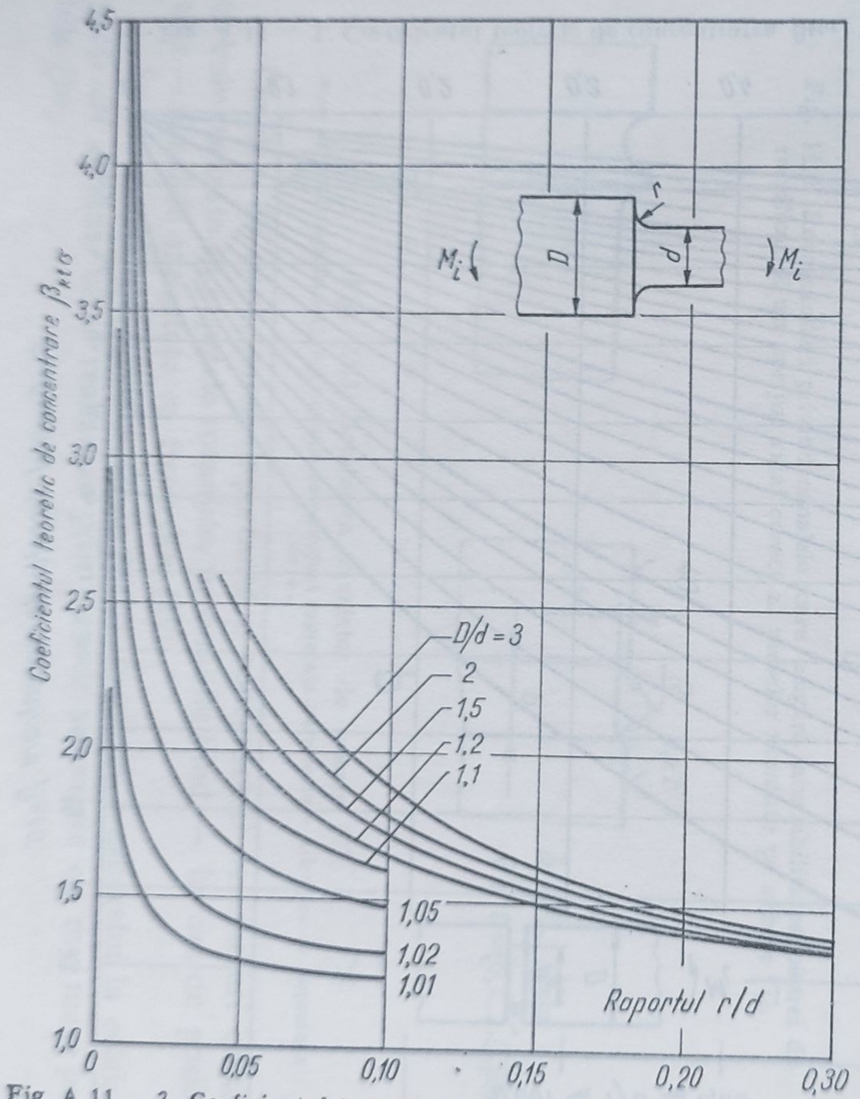


Fig. A.11 — 3. Coeficientul teoretic de concentrare $\beta_{kt\sigma}$ pentru cazul trecerii de diametru cu rază constantă [5].

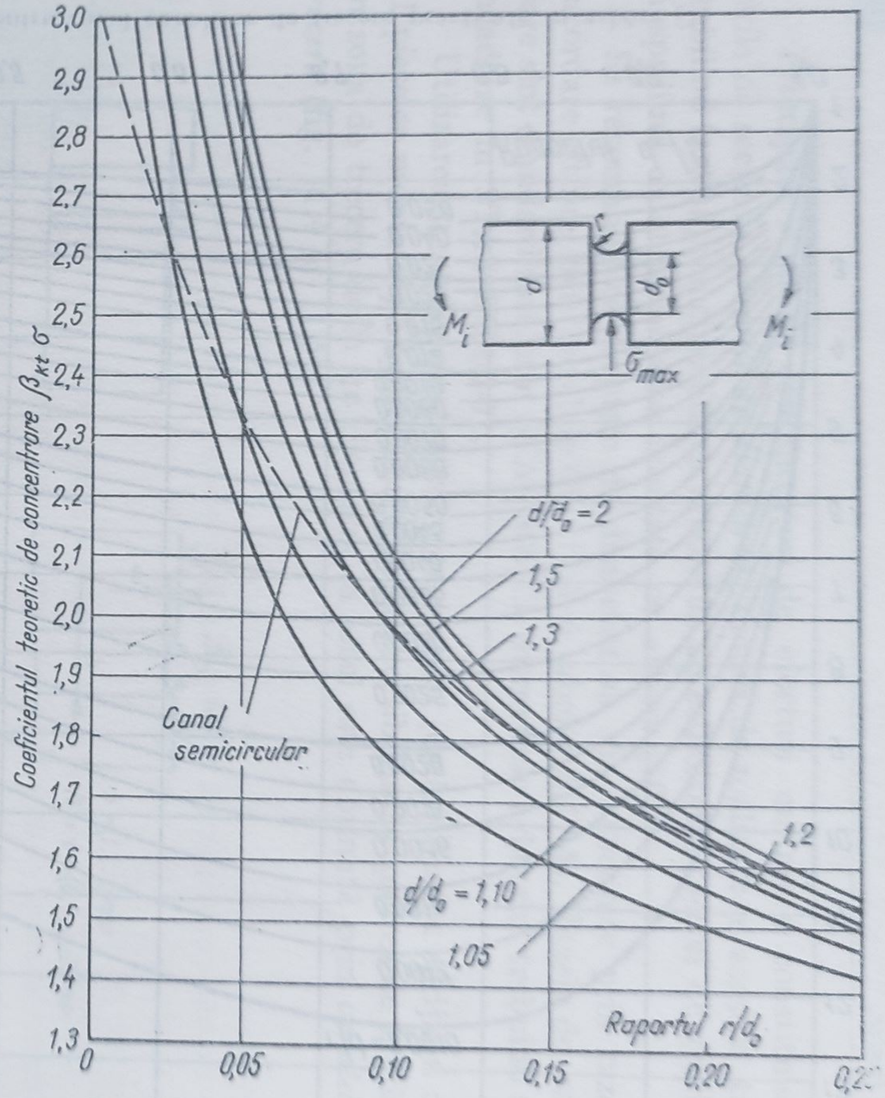


Fig. A.11 — 2. Coeficientul teoretic de concentrare $\beta_{kt\sigma}$ pentru cazul canalelor de trecere în formă de *U* executate în arbore [5].

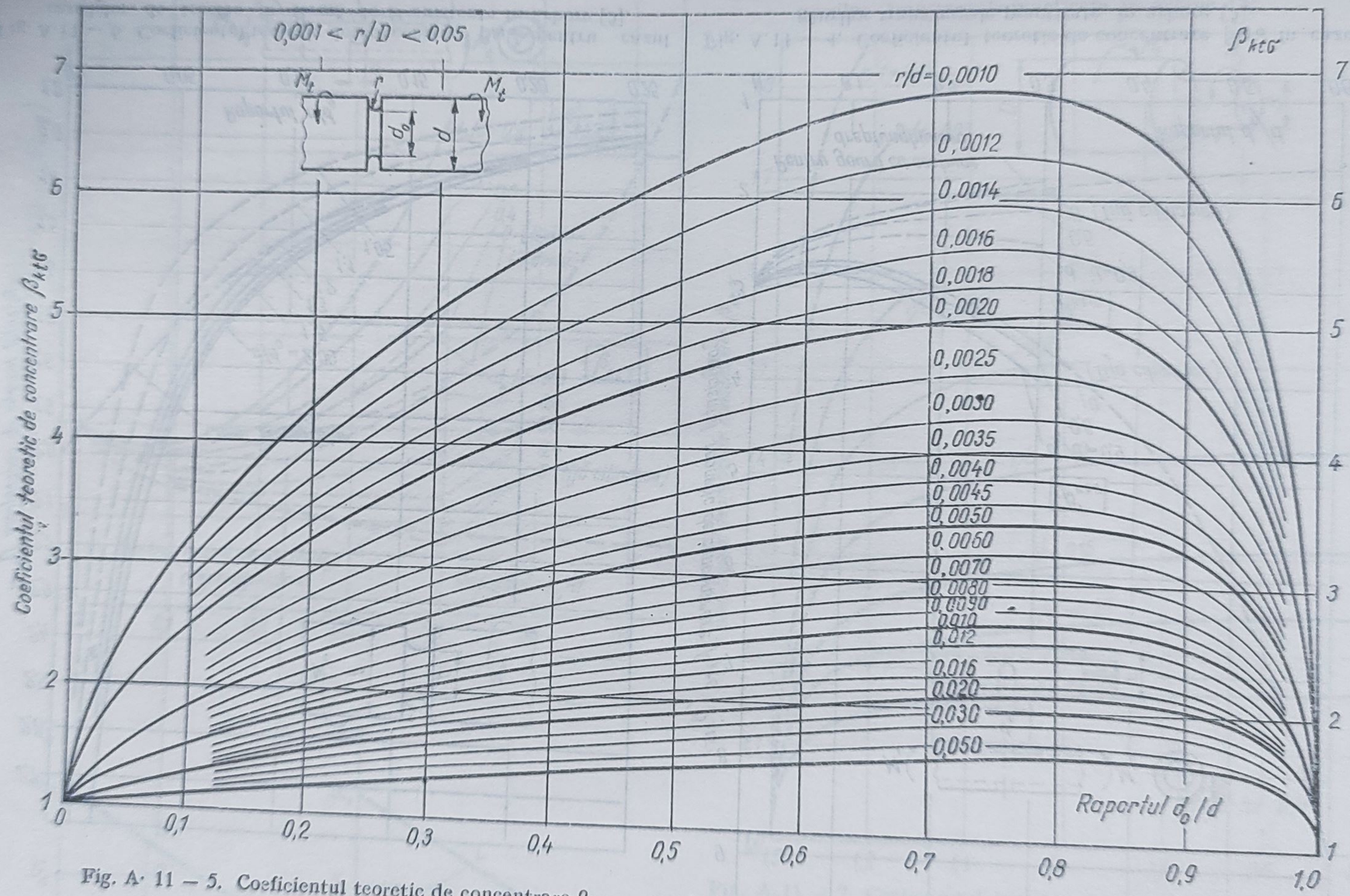


Fig. A· 11 — 5. Coeficientul teoretic de concentrare $\beta_{kt\tau}$ pentru cazul canalelor de trecere executate în arbore [5].

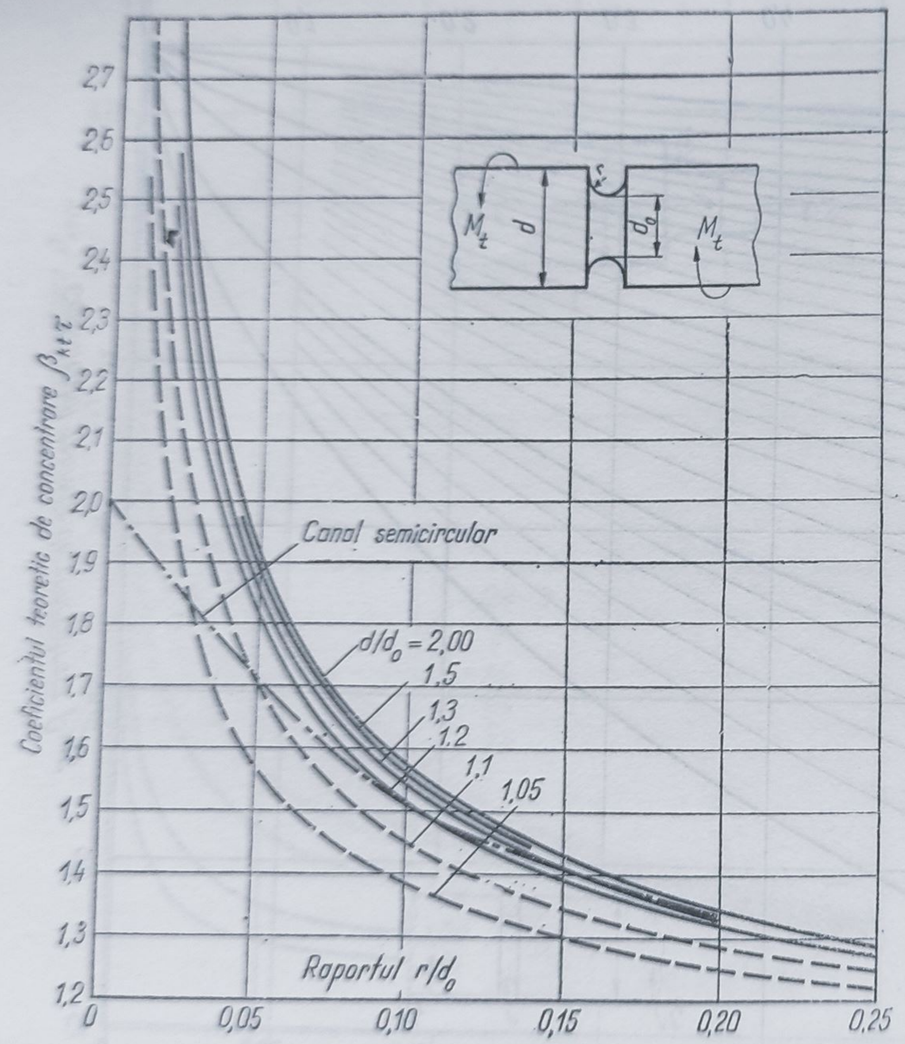


Fig. A.11 — 6. Coeficientul teoretic de concentrare $\beta_{kt\tau}$ pentru cazul canalelor de trecere în formă de *U* existente în arbore [5].

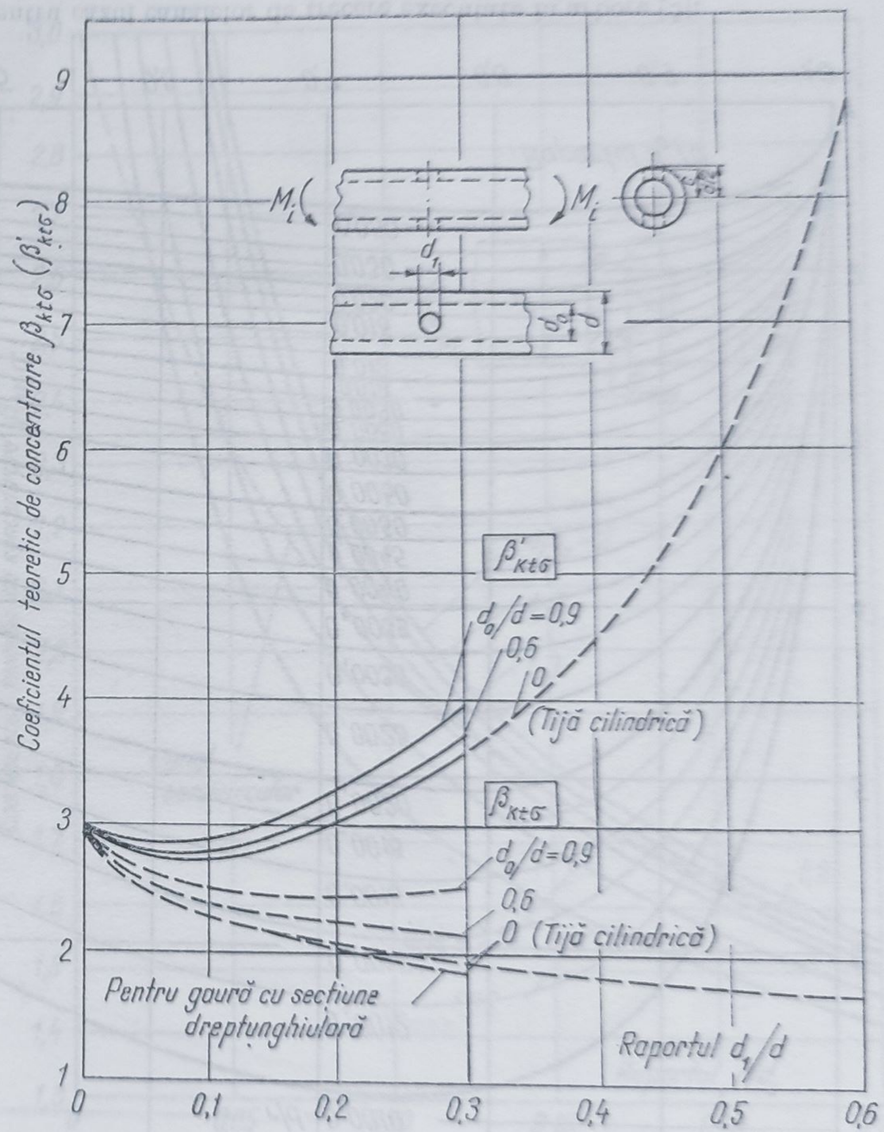


Fig. A.11 — 4. Coeficientul teoretic de concentrare $\beta_{kt\sigma}$ în cazul găurilor transversale practicate în arbore [5].

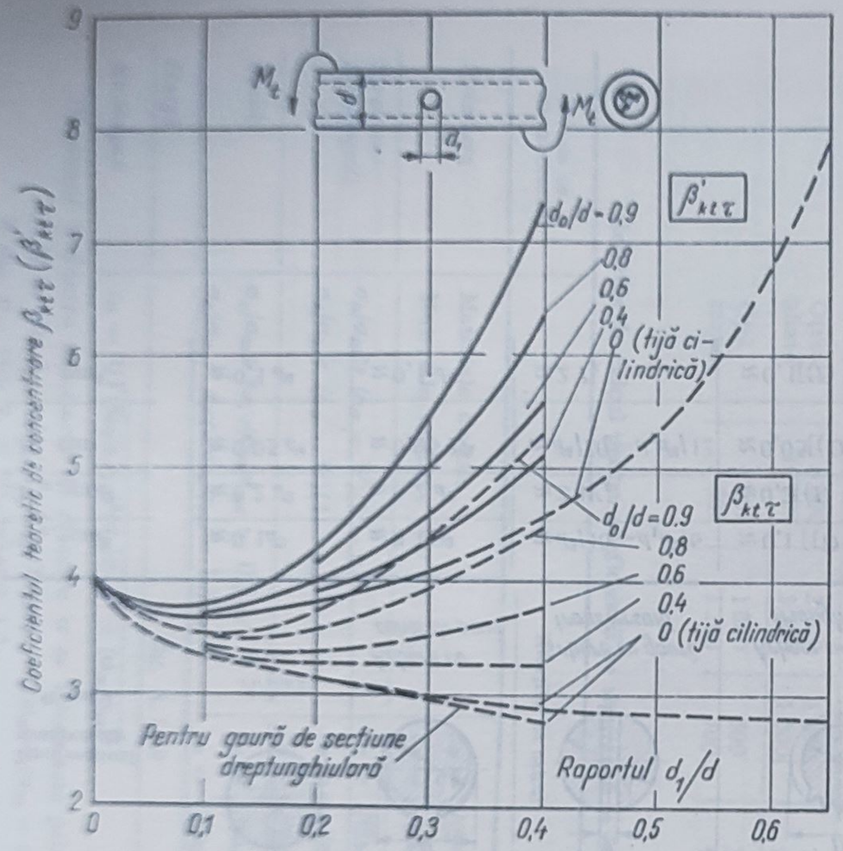


Fig. A.11 — 8. Coeficientul teoretic de concentrare $\beta_{kt\tau}$, în cazul găurilor transversale practicate în arbore [5].

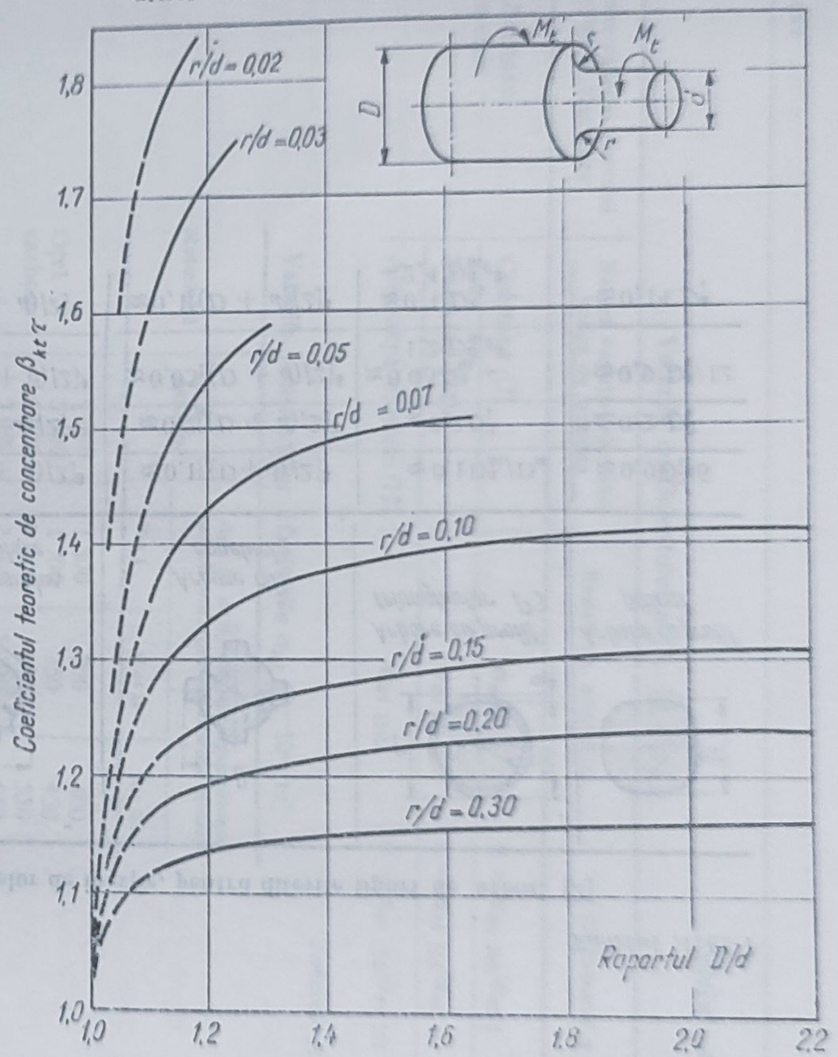


Fig. A.11 — 7. Coeficientul teoretic de concentrare $\beta_{kt\tau}$ pentru cazul trecerii de diametru cu rază constantă [5].

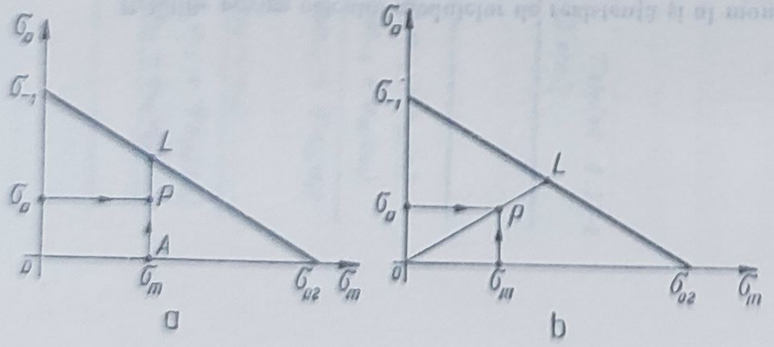
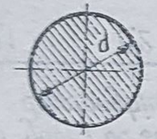
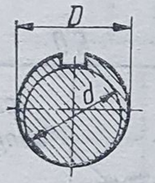
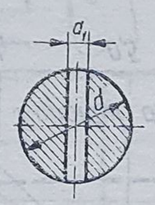
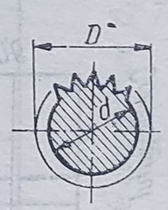
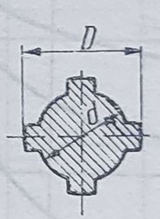
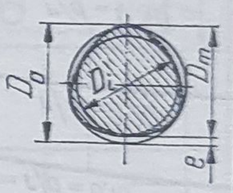
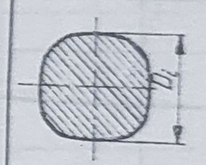


Fig. A.11 — 9. Exemple de determinare a coeficientului de siguranță cu ajutorul diagramei *Haigh*:
a — criteriul σ_m = const.; *b* — criteriul R = const.

Tabelul A.11-1

Relațiile pentru calculul modulelor de rezistență și al momentelor de inerție, pentru diferite tipuri de arbori [2]

Tipul secțiunii transversale W sau I	 Arbore lis	 Arbore cu canal de pană	 Arbore cu gaură transversală	 Arbore cu caneluri triunghiulare	 Arbore cu caneluri	 Arbore cu profil triunghiular P3	 Arbore cu profil pătrat
W_z, cm^3	$\approx 0,1d^3$	$\approx 0,1D^3$	$\approx d^3/10 - d_1d^2/6$	$\approx 0,1\,[(D+d)/2]^3$	$\approx 0,1[(D+d)/2]^3$	$\approx 0,1D_m^4/D_a$	$\approx 0,9D_i^3/6$
W_p, cm^3	$\approx 0,2\,d^3$	$\approx 0,2\,d^3$	$\approx 2\,W_z$	$\approx 0,2[(D+d)/2]^3$	$\approx 0,2[(D+d)/2]^3$	$\approx 0,2D_i^3$	$\approx 0,2\,D_i^3$
I_z, cm^4	$\approx 0,05\,d^4$	$\approx 0,05\,D^4$	$\approx d^4/20 - d_1d^3/12$	$\approx 0,05[(D+d)/2]^4$	$\approx 0,05[(D+d)/2]^4$	$\approx 0,05D_m^4 - 1,2\,D_m^2e^2$	$\approx 0,9\,D_i^4/12$
I_p, cm^4	$\approx 0,1\,d^4$	$\approx 0,1\,d^4$	$\approx 2\,I_z$	$\approx 0,1[(D+d)/2]^4$	$\approx 0,1[(D+d)/2]^4$	$\approx 0,1\,D_m^4 - 2,4\,D_m^2e^2$	$\approx 0,14\,D_i^4$

Tabelul A.11-2

Valorile coeficientului α [3, 10 etc.]

Natura variației efortului unitar de încovoiere	Natura variației efortului unitar de torsiune	Rezistența admisibilă	Coeficientul α
Alternant simetric	Constant (I)	$\sigma_{ai\ I}$	$\alpha = \sigma_{ai\ III}/\sigma_{ai\ I}$
	Pulsator (II)	$\sigma_{ai\ II}$	$\alpha = \sigma_{ai\ III}/\sigma_{ai\ II}$
	Alternant simetric (III	$\sigma_{ai\ III}$	$\alpha = \sigma_{ai\ III}/\sigma_{ai\ III} = 1$

Tabelul A.11-3

Valorile rezistențelor admisibile σ_{ai} [3, 10 etc]

Materialul	σ_r, daN/cm²	σ_{ai}, în daN/cm², corespunzătoare naturii variației eforturilor unitare		
		$\sigma_{ai\ I}$	$\sigma_{ai\ II}$	$\sigma_{ai\ III}$
Oțel carbon	4 000	1 300	700	400
	5 000	1 700	750	450
	6 000	2 000	950	550
	7 000	2 300	1 100	650
Oțeluri aliate	8 000	2 700	1 300	750
	10 000	3 300	1 500	900
Oțel turnat	4 000	1 000	500	300
	5 000	1 200	700	400

Tabelul A.11-4

Relațiile de calcul pentru coeficienții de siguranță la oboseală [3 etc.]

Metoda de schematizare	Relațiile de calcul	
Soderberg	Materiale ductile	$c_\sigma = 1/(\beta^{k\sigma}\ \sigma_a/\varepsilon_\sigma\gamma_\sigma\sigma_{-1} + \sigma_m/\sigma_r)$
	Materiale tenace	$c_\sigma = 1/(\beta_{k\sigma}\ \sigma_a/\varepsilon_\sigma\gamma_\sigma\sigma_{-1} + \sigma_m/\sigma_{0_2})$
Serensen-Kinasoșvili	$\sigma_a/\sigma_m > (\alpha_\sigma - \Psi)(1 - \alpha_\sigma)$	$c_\sigma = 1/(\beta_{k\sigma}\ \sigma_a/\varepsilon_\sigma\gamma_\sigma\sigma_{-1} + \Psi\sigma_m/\sigma_r)$
	$\sigma_a/\sigma_m < (\alpha_\sigma - \Psi)(1 - \alpha_\sigma)$	$c_\sigma = \sigma_{0_2}/(\sigma_m + \sigma_a)$
		$c_\sigma = \sigma_r/(\beta_{k\sigma}\xi\sigma_a/\varepsilon_\sigma\gamma_\sigma + \sigma_m)$
Smith	$\sigma_a/\sigma_m \geq \varepsilon_\sigma\gamma_\sigma(\sigma_{0_2}/\sigma_{mc} - 1)/\beta_{k\sigma}$	$c_\sigma = 1/(\beta_{k\sigma}\sigma_a/\varepsilon_\sigma\gamma_\sigma\ \sigma_{-1} + \Psi\sigma_m/\sigma_{-1})$
	$\sigma_a/\sigma_m < \varepsilon_\sigma\gamma_\sigma(\sigma_{0_2}/\sigma_{mc} - 1)/\beta_{k\sigma}$	$c_\sigma = 1/(\beta_{k\sigma}\sigma_a/\varepsilon_\sigma\gamma_\sigma\sigma_{0_2} + \sigma_m/\sigma_{0_2})$
Haigh	v. fig. A.11-9	
Buzdugan	$c_\sigma = 1/\sqrt{(\beta_{k\sigma}/\varepsilon_\sigma\gamma_\sigma)^2(\sigma_a/\sigma_{-1})^2 + (\sigma_m/\sigma_{0_2})^2}$	

Observații 1. Pentru solicitarea de răsucire, σ se înlocuiește prin τ

2. $\Psi = (2\sigma_{-1} - \sigma_0)/\sigma_0$; $\xi = 2\sigma_r/\sigma_0 - 1$; $\sigma_{mc} = (\sigma_{0_2} - \sigma_{-1})/(1 - \Psi)$; $\alpha_\sigma = \sigma_{-1}/\sigma_{0_2}$

3. σ_{0_2}, σ_{-1} etc. v. și [4], tabelul 1.1.

Tabelul A.11-5

Valorile coeficienților $\beta_{k\sigma}$ și $\beta_{k\tau}$ pentru arborii cu caneluri, canele de pană, filet și găuri transversale [1]

σ_r, daN/mm²	Tipul concentratorului							
	Caneluri		Canal de pană		Filet metric		Gaură transversală cu diametrul d_1	
	$\beta_{k\sigma}$	$\beta_{k\tau}$*	$\beta_{k\sigma}$**	$\beta_{k\tau}$	$\beta_{k\sigma}$	$\beta_{k\tau}$	$\beta_{k\sigma}$***	$\beta_{k\tau}$
60	1,55	2,36/1,46	1,46/1,76	1,54	1,96	1,54	2,05/1,85	1,80
80	1,65	2,55/1,52	1,62/2,01	1,88	2,20	1,71	2,10/1,90	1,95
100	1,72	2,70/1,58	1,77/2,26	2,22	2,61	2,22	2,20/2,00	1,90
120	1,75	2,80/1,60	1,92/2,50	2,39	2,90	2,39	2,30/2,10	2,00

* La numărător sînt indicate valorile pentru arborii cu caneluri dreptunghiulare iar la numitor — cu caneluri evolventice.

** La numărător sînt indicate valorile pentru canalele de pană realizate cu freză deget, iar la numitor — cu freză disc.

*** La numărător sînt indicate valorile pentru $d_1 = (0{,}05 \ldots 0{,}15)d$, iar la numitor — pentru $d_1 = (0{,}15 \ldots 0{,}25)d$.

Tabelul A.11-6

Valorile orientative ale factorului dimensional ε_σ și ε_τ [1]

Starea tensională și materialul arborelui	ε_σ și ε_τ, la diametrul arborelui, în mm							
	15	20	30	40	50	70	100	120
Încovoiere (oțeluri carbon)	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
Încovoiere (oțeluri aliate) și torsiune (pentru toate oțelurile)	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Tabelul A.11-7

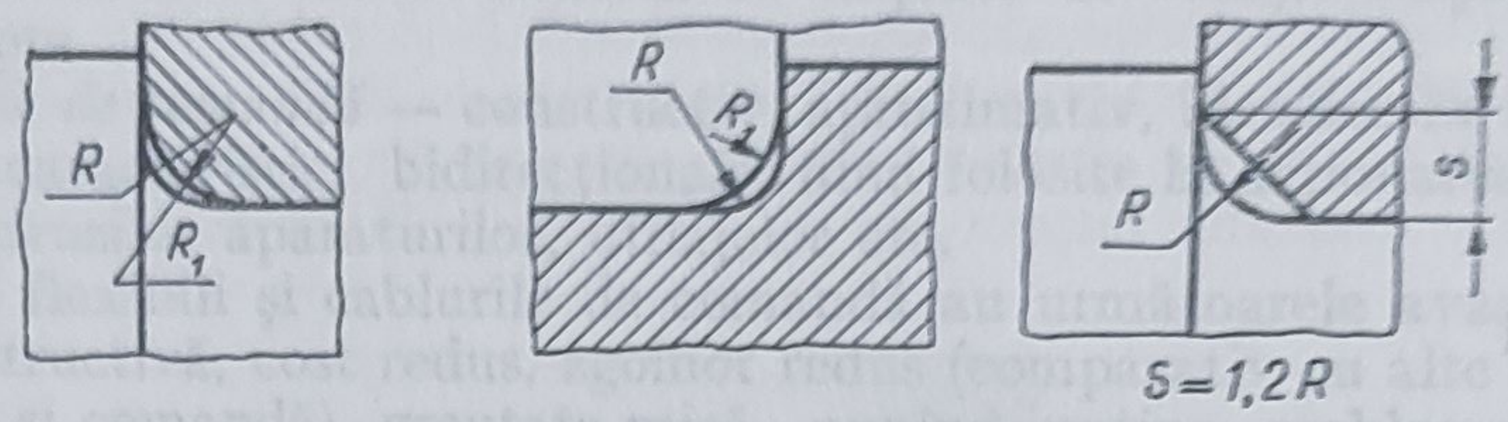
Valorile orientative ale coeficientului de calitate γ ($\gamma_\sigma \approx \gamma_\tau$) [1]

Tipul prelucrării suprafețelor	σ_r, daN/mm², pentru miez	Pentru arbori:		
		lis	cu $\beta_{kt} = 1{,}5$	cu $\beta_{kt} = 1{,}8 \ldots 2{,}0$
Strunjire	80 — 120	1,0	1,0	1,0
Rectificare	80 — 120	1,1 — 1,2	—	—
Călire CIF*	60 — 80	1,5 — 1,7	1,6 — 1,7	2,4 — 2,8
	80 — 120	1,3 — 1,5	—	—
Nitrurare	90 — 120	1,1 — 1,25	1,5 — 1,7	1,7 — 2,1
Cementare	70 — 80	1,4 — 1,5	—	—
	100 — 120	1,2 — 1,3	2,0	—
Ecruisare cu bile	60 — 150	1,1 — 1,25	1,5 — 1,6	1,7 — 2,1

* Eficacitatea călirii este micșorată pentru arborii cu dimensiuni mari.

Tabelul A.11-8

Recomandări privind executarea razelor de racordare la treptele arborilor [7]*



Diametrul	d	10—18	20—28	30—36	48—68	70—100	105—150	155—200	210—250
Razele de racordare	R	0,6	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
	R_1	1,0	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0

* Dimensiunile în mm

Bibliografie

1. Birgher, I.A. ș.a. *Rasciot na procinosti detalei mașin.* Moscova, Mașinostroenie, 1979.
2. Decker, K.H. *Maschinenelemente.* München, Carl Hanser Verlag, 1971, p. 151—169.
3. Drăghici, I. ș.a. *Organe de mașini. Probleme.* București, Editura didactică și pedagogică, 1980.
4. Drăghici, I. ș.a. *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini.* Vol. I, București, Editura tehnică, 1981, p. 9—25.
5. Peterson, R.E. *Stress Concentration Factors.* New-York, London, Sydney, Toronto, John Wiley and Sons, 1974.
6. Petrescu, N. și Miulescu, P. *Deformarea la încovoiere a arborelui static nedeterminat, de secțiune variabilă, cu trei sau mai multe reazeme și încărcări spațiale.* În: Buletinul de informare tehnică, I.C.P.A.T. Brașov, apr-—iunie 1968, p. 30—34.
7. Reșetov, D.N. ș.a. *Detali mașin. Atlas konstrukții.* Moscova, Mașinostroenie, 1979.
8. Ripianu, I. și Crăciun I. *Osii, arbori drepți și arbori cotiți.* București, Editura tehnică, 1977.
9. Savin, G.N. și Tulcii, V.I. *Spravocinik po konțentrații napriajenii.* Kiev, Vișeia școla, 1976.
10. * * * *Manualul inginerului mecanic.* Mecanisme. Organe de mașini. Dinamica mașinilor. București, Editura tehnică, 1976, p. 382—403.
11. * * * *Detali mașin.* Rasciot i konstruirovanie. Vol. 1 Moscova, Mașinostroenie, 1968 p. 215—252.

12. Arbori flexibili. Cabluri de comandă

Notații

c_i, c_{i+1} — indicele de înfășurare al sîrmelor straturilor miezului flexibil;

d_i, d_{i+1}, d_m — diametrul sîrmei din straturile i, $(i + 1)$ și, respectiv, m ale miezului flexibil;

D_i, D_{i+1}, D_m — diametrul mediu al straturilor i, $i + 1$ și, respectiv, m;

D — diametrul convențional al arborelui flexibil;

D' — diametrul interior al tubului flexibil;

F — forța care produce întinderea arborelui flexibil;

G' — greutatea arborelui flexibil;

k — rigiditatea flexională a arborelui flexibil;

k' — rigiditatea flexională a miezului flexibil, întins și răsucit, în prealabil;

k_r — rigiditatea torsională a cablului de comandă;

K_f — coeficient care ia în considerare modul de fixare al tubului flexibil;

K_r — coeficientul regimului de funcționare;

K_v — coeficient de corecție, în funcție de viteza de funcționare;

L — lungimea arborelui flexibil, între racorduri;

M_{fr} — momentul de frecare al arborelui flexibil;

M_{i+1} — momentul minim necesar pentru înfășurarea sîrmei din stratul $(i + 1)$;

M_t — momentul de torsiune, care trebuie transmis de arborele flexibil;

M_{tad} — momentul de torsiune de calcul al arborelui flexibil drept;

M_{tc}, $M_{tc\ tabelar}$ — momentul de torsiune de calcul, respectiv tabelar al arborelui flexibil;

n_c, n_e — turația de calcul, respectiv de exploatare a arborelui flexibil;

n_{si}, $n_{s,i+1}$ — numărul sîrmelor în stratul i, și, respectiv, $(i + 1)$;

P_{i+1} — întinderea sîrmei în timpul înfășurării miezului flexibil;

R — raza de încovoiere a axei geometrice a arborelui flexibil (cablului de comandă) în timpul exploatării;

ε_i — mărime care caracterizează alungirea specifică a fibrelor exterioare întinse ale sîrmei;

η — randamentul acționării cu arbore flexibil;

μ' — coeficientul redus de frecare dintre miezul flexibil și tubul flexibil;

σ_i, σ_{i+1} — eforturile unitare normale maxime în sîrmele din straturile i și respectiv $(i + 1)$;

τ_i — efortul unitar tangențial maxim în secțiunile transversale ale spirelor din stratul i;

Ψ — unghiul specific de răsucire al arborelui flexibil.

Arborii flexibili se întrebuințează pentru transmiterea mișcării de rotație între axe cu poziție spațială variabilă, în timpul funcționării; se folosesc și în cazurile în care nu este rațională — economic și constructiv — realizarea legăturii dintre elementele conducător și condus cu alte mijloace.

Proprietatea principală a acestora — rigiditatea flexională — este de zece ori mai mică comparativ cu rigiditatea torsională; la arborii obișnuiți rigiditatea flexională este $\approx 125\%$ din rigiditatea torsională a acestora [5].

În funcție de sensul de înfășurare al stratului exterior al sîrmelor miezului flexibil se deosebesc: arbori flexibili cu mișcare de rotație înspre stînga și înspre dreapta.

Cablurile de comandă — constructiv, aproximativ, identice cu arborii flexibili — au caracteristici bidirecționale, fiind folosite la acționarea de la distanță a comenzilor aparaturilor, utilajelor etc.

Arborii flexibili și cablurile de comandă au următoarele avantaje: simplitate constructivă, cost redus, zgomot redus (comparativ cu alte metode de transmitere și comandă), greutate mică, punînd puține probleme de întreținere (comparativ cu servosistemele hidraulice sau electrice) [3, 5]. Permit o astfel de amplasare a elementelor componente ale acționării încît să se obțină o mărire a eficienței de operare, o asamblare rapidă și o deservire convenabilă [3].

Elementele componente principale ale arborilor flexibili și cablurilor de comandă sînt (fig. 12.1 și 12.2) [3, 5, 6—10]: miezul flexibil cu racordurile sale, tubul flexibil cu învelișul protector și racordurile respective, piulițe de montare ș.a.

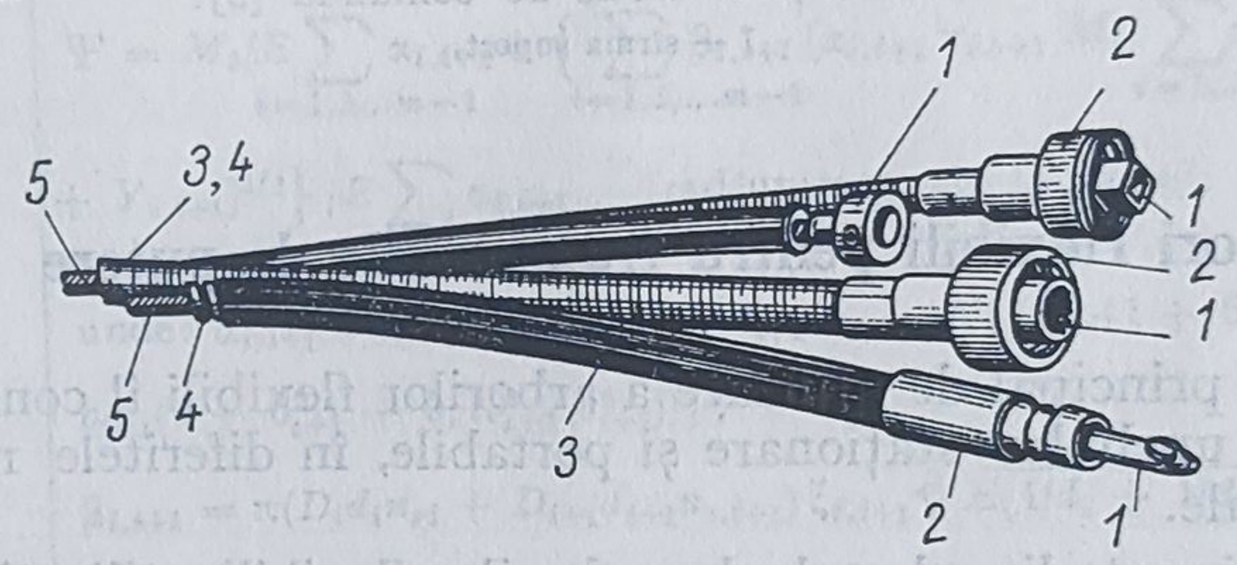


Fig. 12.1. Exemple de arbori flexibili utilizați la transmisiile de putere [9]:

1 — racordul miezului flexibil; *2* — racordul tubului flexibil; *3* — învelișul protector al tubului flexibil; *4* — tubul flexibil; *5*—miezul flexibil.

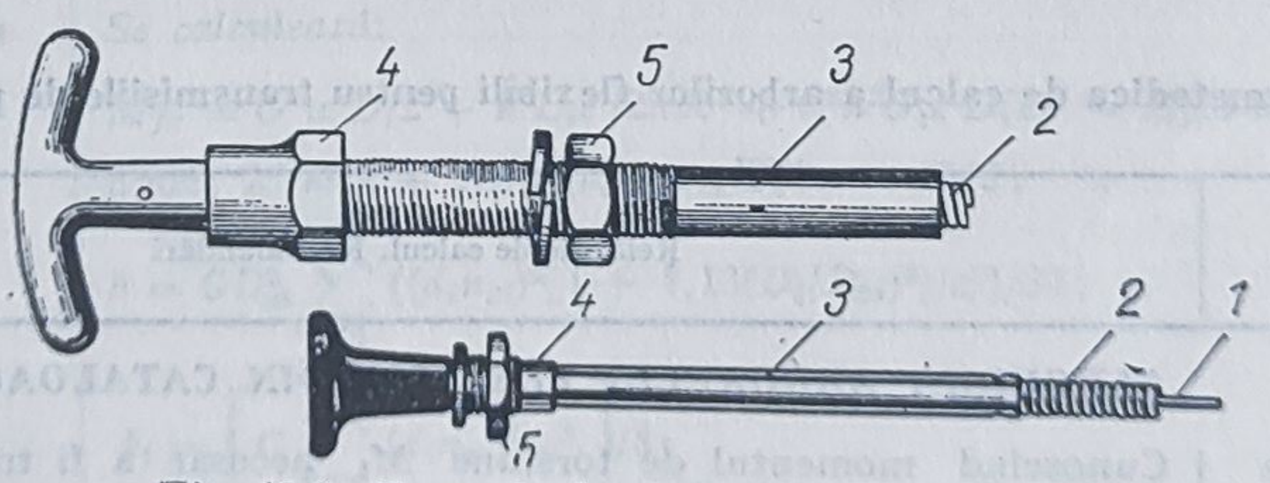


Fig. 12.2. Exemple de cabluri de comandă [9]:

1 — sîrma suport; *2* — miezul flexibil; *3* — tubul flexibil, cu învelișul protector; *4* — racordul tubului flexibil; *5* — piulițe de montare.

Miezul flexibil este format dintr-un cablu simplu, zincat sau inoxidabil sau, cel mai adesea, din mai multe sîrme înfășurate elicoidal — de cele mai multe ori pe o sîrmă suport — fiecare înfășurare efectuîndu-se în direcție

---

* Caracteristici unidirecționale.

opusă celei precedente (fig. 12.3). Sîrma suport poate fi extrasă din miezul flexibil sau poate rămîne.

Proprietățile diferite ale arborilor flexibili și cablurilor de comandă se pot obține prin varierea numărului straturilor de sîrmă ale miezului sau prin varierea numărului de sîrme în fiecare strat, al diamertului sîrmei, a tipului sîrmei sau a tensiunii imprimate în procesul de înfășurare [3, 5].

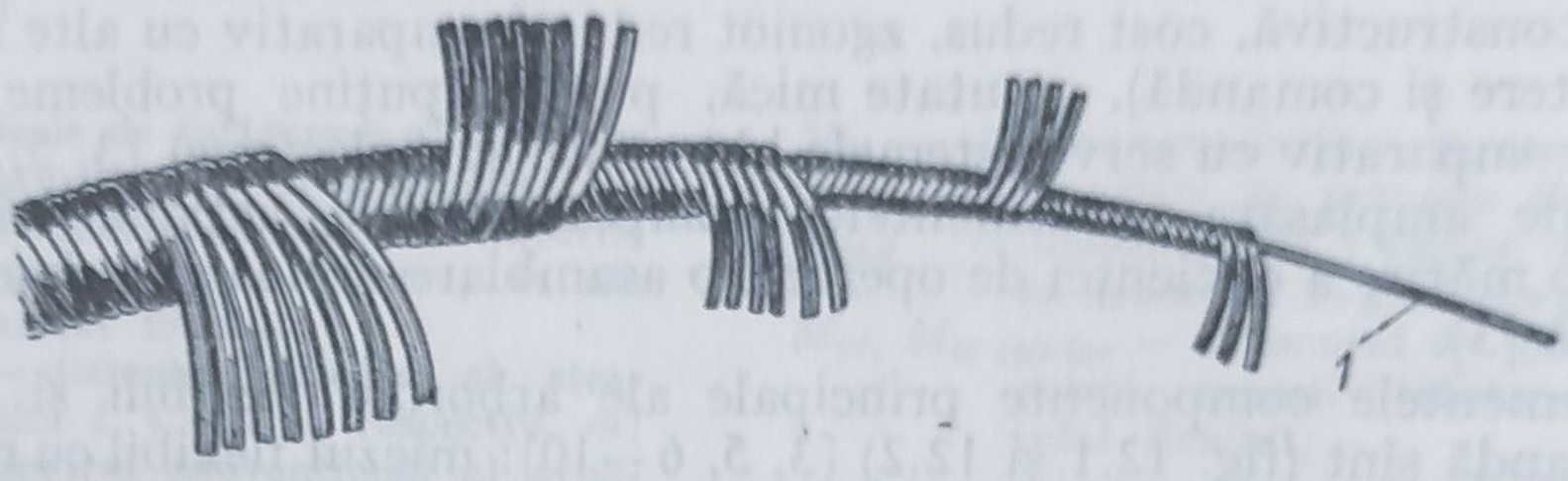


Fig. 12.3. Modul de înfășurare a sîrmelor la miezul flexibil, de la arborii flexibili și cablurile de comandă [3]:
1 — sîrma suport.

12.1. Arbori flexibili pentru transmisiile de putere

Domeniul principal de utilizare a arborilor flexibili îl constituie acționarea sculelor și uneltelor staționare și portabile, în diferitele ramuri ale economiei naționale.

Relațiile și metodica de calcul a arborilor flexibili utilizați în transmisiile de putere sînt prezentate în tabelul 12.1, schema logică pentru calculul acestora — prin intermediul calculatoarelor numerice — fiind prezentată în fig. 12.4.

Tabelul 12.1

Relațiile și metodica de calcul a arborilor flexibili pentru transmisiile de putere [2, 4]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
	ALEGEREA ARBORELUI FLEXIBIL DIN CATALOAGE
Momentul de torsiune de calcul M_{tc}	Cunoscînd momentul de torsiune M_t necesar a fi transmis, rezultă: $M_{tc} = K_v K_r K_f M_t/\eta$, (12.1) $K_v = n_e/n_c$; n_e, v. tabelele 12.2. și 12.3; K_r, v. tabelul A.12-1; K_f, v. tabelul A.12-2; η — orientativ, din tabelul A.12-3
Diametrul convențional minim al arborelui D	După raza minimă R din exploatare și în funcție de M_{tc}, se alege din tabelele cataloagelor firmelor specializate astfel încît: $M_{tc\ tabelar} \geq M_{tc}$, (12.2) dar $M_{t\ max} \leq M_{tad}$ (12.3)

Tabelul 12.1 (continuare)

Elementul de calcul	Relații de calcul. Recomandări
Unghiul specific de răsucire Ψ	Se calculează coeficienții: $0_i = \pi d_{i+1}/(d_i n_{si} + d_{i+1} n_{s,i+1})$ $0_{i+1} = \pi d_i/(d_i n_{si} + d_{i+1} n_{s,i+1})$ } ; (12.4) $Y_{i,i+1} = 20_{i+1} P_{i+1} - 40_{i+1} M_{i+1}/D_{i+1}$; (12.5) $P_{i,i+1} = (d_i n_{si} + d_{i+1} n_{s,i+1})/D_{i,i+1}$; (12.6) $D_{i,i+1} = D_i + d_i = D_{i+1} - d_{i+1}$; (12.7) $M_{i+1} = \pi E(1 - 1/\lambda) d_{i+1}^3 (D_{i+1} - d_{i+1})/c_{i+1}^2$; (12.8) $\lambda = 0{,}97 + 0{,}0008\,\sigma_r$ [4], pentru sîrmele din oțel cu $\sigma_r > 100$ daN/mm². Se calculează: $\Psi = M_t/E \sum_{i=1,3,\ldots m-1} \alpha_{i,i+1} + \{ \sum_{i=1,3,\ldots m-1} \beta_{i,i+1} [\alpha_{i,i+1} \gamma_{i,i+1} M_t / \sum_{i=1,3,\ldots m-1} \alpha_{i,i+1} +$ $+ Y_{i,i+1}]^{3/2} \}^{2/3} / E \sum_{i=1,3,\ldots m-1} \alpha_{i,i+1}$ [rad/unitate de lungime], (12.9) unde: $\alpha_{i,i+1} = (D_i d_i n_{si} + D_{i+1} d_{i+1} n_{s,i+1})^2 / \{16[c_i(1 + \theta_i^2 + 0{,}1 c_i^2 \theta_i^4) +$ $c_{i+1}(1 + \theta_{i+1}^2 + 0{,}1 c_{i+1}^2 \theta_{i+1}^4)]\}$; (12.10) $\beta_{i,i+1} = \pi(D_i d_i n_{si} + D_{i+1} d_{i+1} n_{s,i+1}) \xi_{i,i+1} \sqrt[3]{E(1/d_i + 1/d_{i+1})} / \{4[c_i(1 + \theta_i^2 +$ $+ 0{,}1 c_i^2 \theta_i^4) + c_{i+1}(1 + \theta_{i+1}^2 + 0{,}1 c_{i+1} \theta_{i+1}^4)]\}$; (12.11) $\gamma_{i,i+1} = 4/(D_i n_{si}/\theta_i + D_{i+1} n_{s,i+1}/\theta_{i+1})$ (12.12) și $\xi_{i,i+1}$ din figura A.12-1, în funcție de $P_{i,i+1}$
Momentul de frecare M_{fr}	*Se calculează*: $M_{fr} = G'\mu' D/2 + k' L \mu'/2\pi R^2 + \pi^2 n^2 G \mu' D(D' - D)/3\,600\,g$ (12.13) unde: $k' = k + R D_m (k_t d_m n_m \Psi/2\pi - F)/2$; (12.14) $k = G D_m^2 \sum_{i=1}^{m} \{(d_i n_{si})^2 [1 + 1{,}13(D_i/D_m)^2]/c_i^3\}/32$; (12.15) $k_t = \left[G \sum_{i=1}^{m} (d_i n_{si})^2 c_i^3 \right] / 8$ (12.16) $\mu' = 0{,}16 \ldots 0{,}20$. *Notă.* Valoarea M_{fr} determină mărimea pierderilor și intensitatea uzării [4].

CALCULUL CONSTRUCȚIILOR NOI DE ARBORI FLEXIBILI

Calculul de proiectare

Diametrul convențional al arborelui flexibil D	La alegerea diametrului D al arborelui flexibil trebuie să se țină seama de datele despre capacitatea de încărcare — indicate în cataloage — a arborilor flexibili, cu destinație analoagă, produși de firme specializate.

Tabelul 12.1 (continuare)

Elementul de calcul	Relații de calcul. Recomandări
Indicele de înfășurare c	$c_i = D_i/d_i$; (12.17) în general, $c_i = 6 \dots 10$ $(c_i \geqslant 4 \dots 5)$
Diametrul sîrmelor miezului flexibil d_i	Se consideră [4]: $D > 15$ mm, $\varepsilon_i \approx 0{,}08 \dots 0{,}1$; $D \leqslant 15$ mm, $\varepsilon_i \approx 0{,}12 \dots 0{,}13$, (12.18) cu: $\varepsilon_i = d_i/(D_i + d_i) = 1/(c_i + 1)$. Diametrele calculate ale sîrmelor se rotunjesc la valoarea standardizată, respectînd: $D > 15$ mm, $c_i = 1/\varepsilon_i - 1 = 10 \dots 12{,}5$; $D \leqslant 15$ mm, $c_i = 6{,}5 \dots 7{,}5$. (12.19) Calculul se efectuează iterativ și se încheie după obținerea diametrului minim standardizat $d_{S\,STAS}$ (de regulă $d_{S\,STAS} = 0{,}3$ mm). Se corectează diametrele standardizate în direcția măririi acestora, pentru stratul interior adoptîndu-se $c_i \geqslant 2{,}5 \dots 3{,}0$. *NOTĂ.* Nu se recomandă același ε_i (sau c_i) pentru toate straturile miezului flexibil.
Numărul necesar de spire în strat n_{si}	Se recomandă [4]: $n_{si} \leqslant 6$ (chiar 4), pentru obținerea rigidității flexionale minime. *Observație.* n_{si} este limitat de posibilitățile utilajului tehnologic existent.
	Calculul de verificare
Eforturile unitare maxime τ_i	*Ipoteze:* În stare nesolicitată, toate straturile miezului flexibil sînt în contact reciproc; miezul flexibil nu este pretensionat (întins) ca urmare a înfășurării straturilor de sîrmă; unghiul de înclinare a spirelor sîrmelor miezului flexibil se neglijează; stratul interior al miezului se consideră primul, iar cel exterior ultimul sau al m-lea *În cazul arborelui flexibil drept* $\tau_i = FGn_{si}(1 + 5/4c_i + 7/8\, c_i^2)/\pi k_t\, c_i^3 \leqslant \tau_a$, (12.20) k_t — v. relația (12.16) *În cazul încovoierii arborelui flexibil* $\tau_i = GD_m n_{si}[1 + 1{,}13\, D_i/D_m + (1{,}25 + 0{,}75\, D_i/D_m)/c_i +$ $+ (0{,}875 + 0{,}39\, D_i/D)_m/c_i^2]/2\pi Rc_i \leqslant \tau_a$, (12.21) τ_{imax} apare în sîrmele straturilor interioare ale miezului flexibil

Tabelul 12.1 (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calc ıl. Recomandări
Unghiul specific de răsucire Ψ	Se determină θ_i, θ_{i+1}, $Y_{i,i+1}$, $P_{i,i+1}$, $D_{i,i+1}$, M_{i+1} cu relaţiile (12.4) — (12.8) calculîndu-se unghiul Ψ cu relaţia (12.9), utilizînd şi relaţiile (12.10) — (12.12)
Eforturile unitare maxime σ_i, σ_{i+1}	*Se calculează* $\sigma_i = -16M_{i,i+1}(c_i\theta_i + 3/2\theta_i + \theta_i/4)/[3\pi d_i^2(D_i n_{si}/\theta_i + D_{i+1}n_{s,i+1}/\theta_{i+1})] - 8Y_{i,i+1}(c_i + 1/4)(1/\theta_i + \theta_i/6)/\pi d_i^2 \leqslant \sigma_{at}$; (12.22) $\sigma_{i+1} = 16M_{i,i+1}(c_{i+1}\theta_{i+1} + 3/2\theta_{i+1} + \theta_{i+1}/4)/[3\pi d_{i+1}^2(D_i n_{si}/\theta_i + D_{i+1}n_{s,i+1}/\theta_{i+1})] + 8Y_{i,i+1}(c_{i+1} + 1/4)(1/\theta_{i+1} + \theta_{i+1}/6)/\pi d_{i+1}^2 \leqslant \sigma_{at}$, (12.23) unde: $M_{i,i+1} = \alpha_{i,i+1} M_t / \sum_{i=1,3,\ldots m-1} \alpha_{i,i+1}$, (12.24) considerînd $i = 1, 3, \ldots, m-1$.
Momentul de frecare M_{fr}	Se calculează cu relaţia (12.13), utilizînd şi relaţiile (12.14) — (12.16); $\mu' = 0{,}16 \ldots 0{,}20$.

La alegerea arborelui flexibil trebuie luate în considerare condiţiile iniţiale: momentul de torsiune ce trebuie transmis, unghiul de răsucire care poate fi admis la sarcina totală care acţionează asupra arborelui flexibil, raza minimă de funcţionare (a traseului de montare) şi sensul principal de rotaţie.

Un exemplu de arbore flexibil, de acest fel, este prezentat în fig. 12.5.

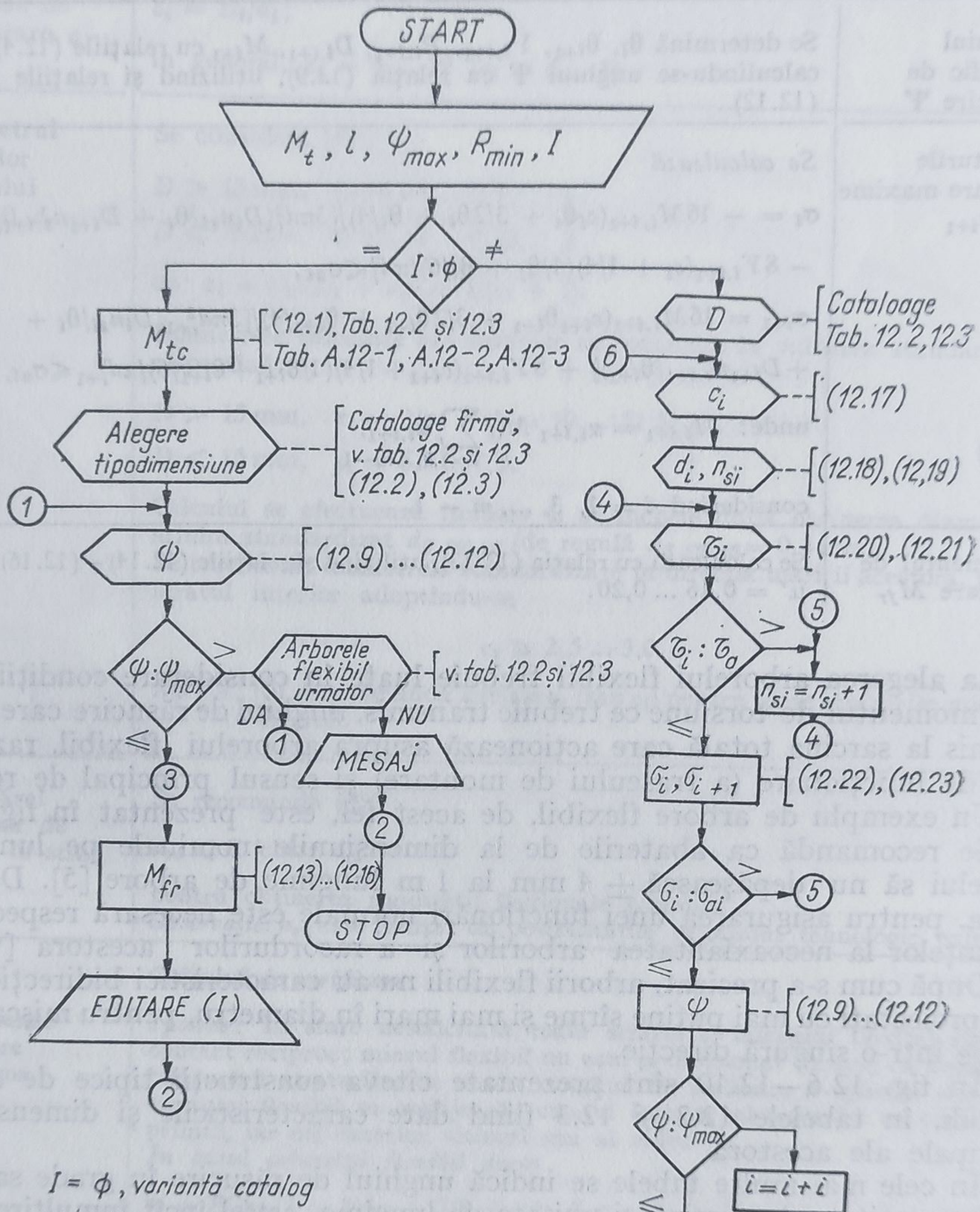
Se recomandă ca abaterile de la dimensiunile nominale pe lungimea arborelui să nu depăşească $\pm$ 4 mm la 1 m lungime de arbore [5]. De asemenea, pentru asigurarea unei funcţionări normale este necesară respectarea toleranţelor la necoaxialitatea arborilor şi a racordurilor acestora [v. 5].

După cum s-a precizat, arborii flexibili nu au caracteristici bidirecţionale, fiind proiectaţi cu mai puţine sîrme şi mai mari în diametru, pentru mişcare de rotaţie într-o singură direcţie.

În fig. 12.6—12.10 sînt prezentate cîteva construcţii tipice de arbori flexibili, în tabelele 12.2 şi 12.3 fiind date caracteristicile şi dimensiunile principale ale acestora.

În cele mai multe tabele se indică unghiul de răsucire în grade sau radiani pe unitate de sarcină şi unitate de lungime, astfel încît înmulţirea datei respective din tabel cu momentul ce trebuie transmis şi cu lungimea necesară ne indică aproximativ unghiul total de răsucire (v. şi tabelele 12.2 şi 12.3).

Eficienţa funcţionării arborilor flexibili este determinată — în mare măsură — de frecarea interioară. Din această cauză, în cataloage este indicată — de regulă — şi această caracteristică sub forma momentului necesar pentru rotirea arborelui cu o rază unică de curbură şi un unghi de 90° sau 180° (v. spre exemplu tabelul 12.3).



$I = \phi$, variantă catalog
$I \neq \phi$, variantă proiectată

Fig. 12.4. Schema logică pentru calculul arborilor flexibili pentru transmisiile de putere.

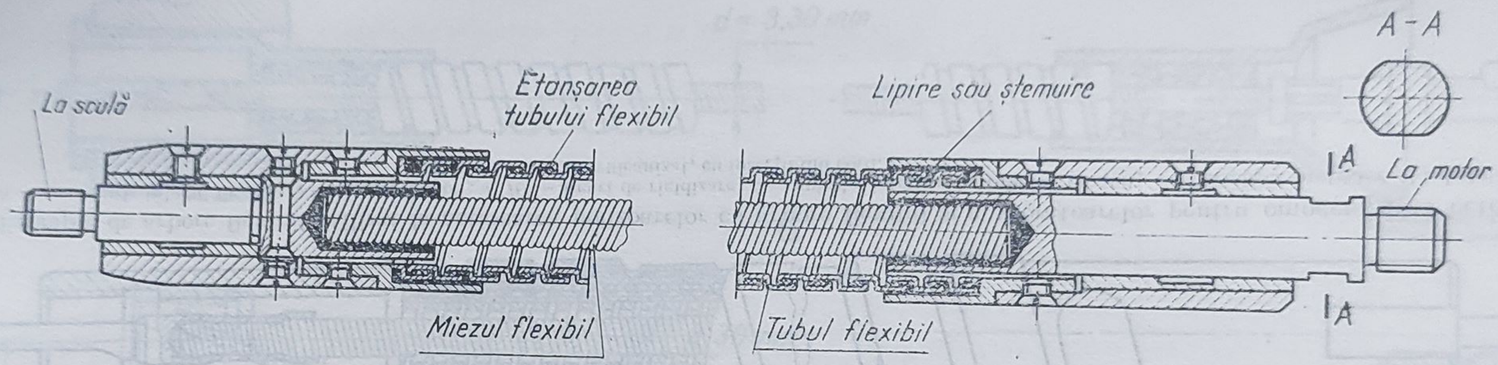


Fig. 12.5. Arbore flexibil pentru transmisiile de putere tip V-100, caracterizat prin simplitate și cost scăzut [5].

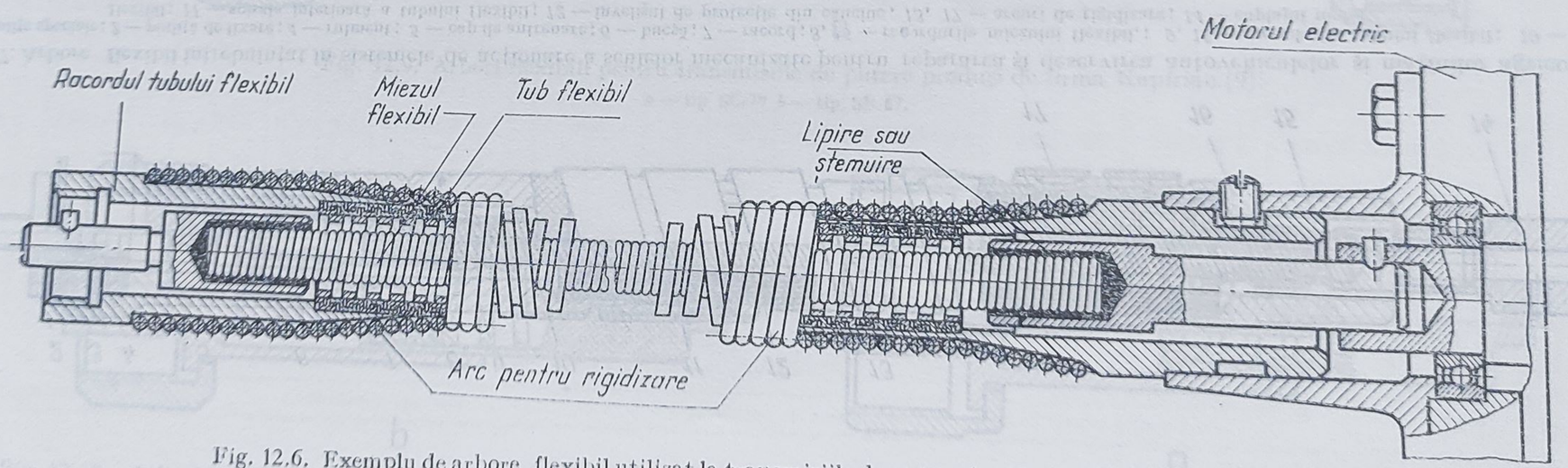


Fig. 12.6. Exemplu de arbore flexibil utilizat la transmisiile de putere (conform GOST 13225-71) [4].

Tabelul 12.2

Parametrii și dimensiunile principale ale arborilor flexibili pentru transmisiile de putere
(v. fig. 12.6) [4] (conform GOST 13225-71)

Tipodimensiunea		Dimensiunile, în mm										Momentul de torsiune M_{tc}, în daN·cm, pentru arborii cu:								Turația de calcul n_c rot/min	Turația maximă n_{max}, rot/min	Unghiul maxim de răsucire, în rad pe 1 daN·cm și 1 m lungime	Rigiditatea flexională maximă, daN·cm²
Rotire spre dreapta	Rotire spre stînga	Diametrul convențional D	Diametrul miezului d	Numărul sîrmelor în strat / Diametrul sîrmei d_s / Numărul stratului 1	2	3	4	5	6	7	8	axa dreaptă	axa încovoiată după raza R, în mm, de: 1000	750	600	500	400	300	250	200				
VS-3	VS-3L	3						—	—			2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,0	2,0	2,0	10 000	12 000	200	3
VS-4	VS-4L	4	0,4	4/0,3	4/0,3	4/0,4	4/0,4	4/0,5	4/0,5			3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,0	3,0	3,0	2,5	8 000	10 000	80	6
VS-5	VS-5L	5										6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	5,0	4,5	4,0	3,5	7 000	8 000	25	10
VS-6	VS-6L	6						—				8,0	8,0	8,0	7,5	7,0	6,5	6,0	5,5	5,0	6 000	6 000	8,0	40
VS-8	VS-8L	8	0,6	4/0,6	4/0,6	4/0,8	4/0,8	4/1,0	—	—	—	12,0	12,0	11,0	10,0	10,0	9,0	8,0	8,0	7,0	5 500	6 000	4,2	150
VS-10	VS-10L	10			4/0,8			4/1,2				25,0	25,0	22,0	20,0	18,0	17,0	16,0	14,0	12,0	4 500	5 000	3,2	400
VS-12	VS-12L	12										40,0	40,0	37,0	35,0	30,0	25,0	20,0	18,0	—	4 000	4 500	2,1	600
VS-16	VS-16L	16	0,8				4/1,2					125,0	110,0	100,0	90,0	80,0	60,0	45,0	—	—	2 000	2 500	1,1	800
VS-20	VS-20L	20		4/0,8	4/1,0	4/1,0		4/1,0	4/2,0	4/2,0	4/2,5	200,0	180,0	150,0	130,0	120,0	80,0	60,0	—	—	1 500	2 000	0,30	1 000
VS-25	VS-25L	25										350,0	280,0	220,0	160,0	120,0	80,0	—	—	—	1 200	1 500	0,15	1 800
VS-30	VS-30L	30										600,0	450,0	400,0	300,0	180,0	100,0	—	—	—	1 000	1 200	0,10	2 400

Caracteristicile indicate corespund arborilor flexibili la care $L \leqslant 400\ D$

Tabelul 12.3

Caracteristicile principale ale arborilor flexibili tip Kupfrian (v. fig. 12.9 și 12,10) [9]

Tipodimensiunea	Diametrul nominal al miezului, mm	Materialul miezului flexibil	Momentul de torsiune maxim recomandat, N·mm	Unghiul de răsucire specific, în grd la 1 m lungime și un moment de 1 N·m		Momentul de rupere, N·m		Raza minimă R_{min}, mm	Momentul necesar pentru rotirea arborelui (90°)	
				În sensul înfășurării	În sens invers	În sensul înfășurării	În sens invers		Valoarea N·mm,	Raza, mm
1003 F	2,46	Oțel	45,2	41,8	62,71	1017,27	452,12	38,1	2,03	50,8
1302* F	3,30	Oțel	56,5	83,61	111,1	226,06	169,54	19,05	0,73	50,8
1303* F	3,30	Oțel	226,1	13,2	30,7	791,21	565,15	50,8	1,13	101,6
1304 LF	3,30	Oțel	339,1	7,0	8,0	1130,3	791,21	76,2	0,9	101,6
1307 F	3,30	Oțel	226,1	13,9	38,3	678,18	565,15	25,4	—	—
1316 LF	3,30	Oțel	226,1	9,1	13,9	1808,48	1130,30	50,8	0,9	101,6
1503* F	3,81	Oțel	395,6	8,7	26,1	2260,60	904,24	76,2	0,9	101,6
1504 LF	3,81	Oțel	508,6	5,2	8,7	2260,60	1356,36	76,2	2,83	101,6
1505 F	3,81	Oțel	565,2	4,5	7,7	2147,57	1469,39	101,6	3,96	152,4
1804* F	4,75	Oțel	678,2	3,5	8,7	2825,75	1582,42	76,2	1,13	127,0
1806 B	4,75	Bronz	904,2	2,4	5,2	3956,05	2260,60	76,2	16,95	101,6
2508 F	6,35	Oțel	3956,1	0,9	2,6	10737,85	5651,50	127,0	45,21	127,0

Observații 1. Arborii flexibili notați cu * sînt livrabili cu rotire pe stînga și pe dreapta.
2. Arborii flexibili notați cu *L*, sînt cu rotire pe stînga (în sens invers rotirii acelor ceasornicului).

Tubul flexibil, cu învelișul protector respectiv, asigură o funcționare normală a arborelui flexibil, mărind rigiditatea globală a acționării, menținînd unsoarea consistentă și protejînd arborele de murdărie și distrugere.

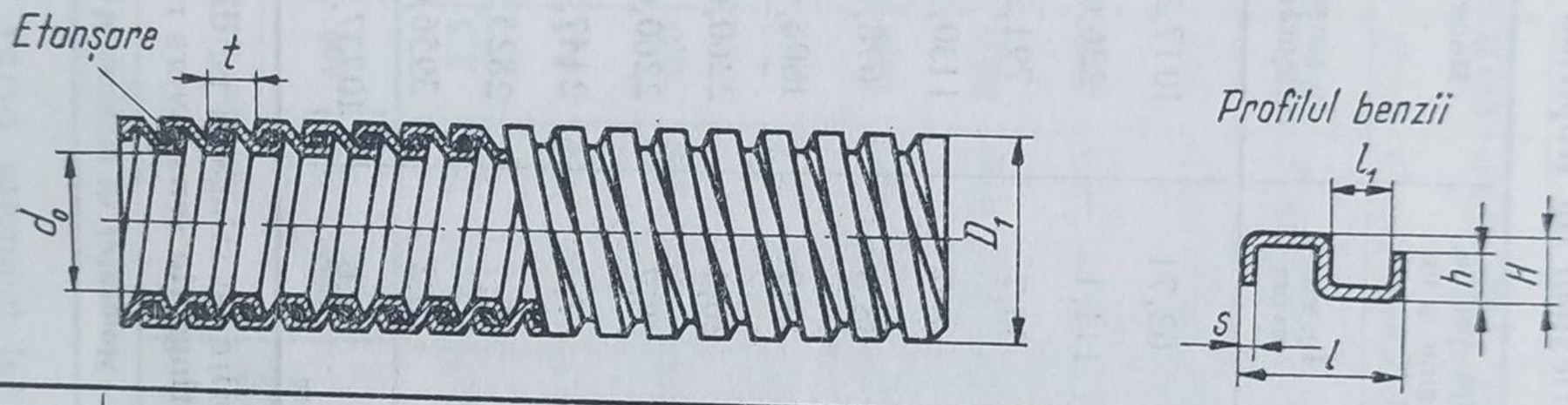
Parametrii și dimensiunile cîtorva tipuri constructive de tuburi flexibile sînt date în tabelele 12.4—12.7 [5].

Din categoria arborilor flexibili fac parte și așa numitele *cuplaje flexibile*, care asigură preluarea abaterilor capetelor arborilor cuplați și amortizarea vibrațiilor torsionale. Au diferite lungimi constructive, diametru redus, moment de inerție mic, capacitate de amortizare și elasticitate mari, încărcarea suplimentară mică a lagărelor; asigură aceeași viteză unghiulară a elementelor conducător și condus [7].

Caracteristica constructivă principală a acestor cuplaje o constituie corpul elestic cu mai multe straturi, solidarizat prin lipire inductivă cu racordurile respective (tabelul 12.8).

Tabelul 12.4

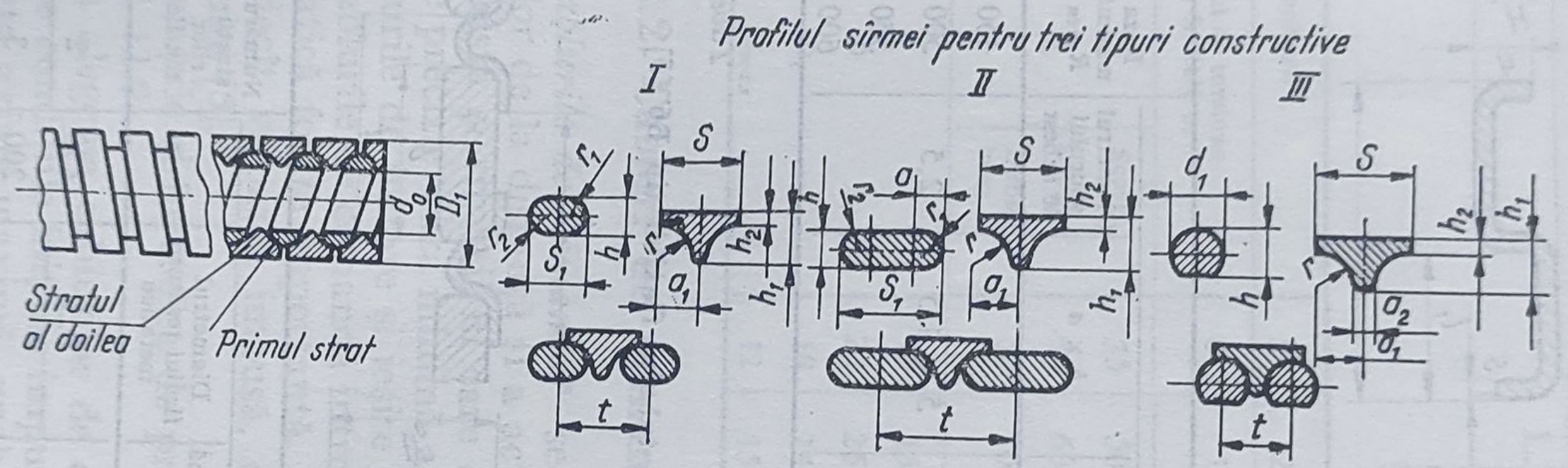
Caracteristicile și dimensiunile principale ale tubului flexibil, tip BL [5] (conform GOST 11626-71)



Tipodimensiunea tubului	Dimensiunile, în mm										Tipul etanșării	Sarcina axială maximă, daN
	D	d_0	D_1	l	l_1	H	h	s	(informativ)	R_{min}		
BL-3	3	5,5	9,0	4,2	1,65	1,4	1,1	0,3	2,9	40	Hîrtie cu bumbac	30
BL-4	4	6,5	10,0									
BL-5	5	7,5	11,2									40
BL-6	6	8,5	12,3									
BL-8	8	11,5	17,3	8,5	3,50	2,5	1,9	0,5	6,2	125		80
BL-10	10	13,5	21,2	9,0	3,15	3,5	2,2	0,9	5,7	200	Azbest	110
BL-12	12	16,5	26,0							250		
BL-16	16	21,0	30,5	13,1	4,90	4,4	3,1	1,1	8,5	300		160
BL-20	20	25,9	35,0							350		
BL-25	25	30,5	42,0	14,6	5,35			1,3	9,2	375		200
BL-30	30	36,0	48,5							400		

Tabelul 12.5

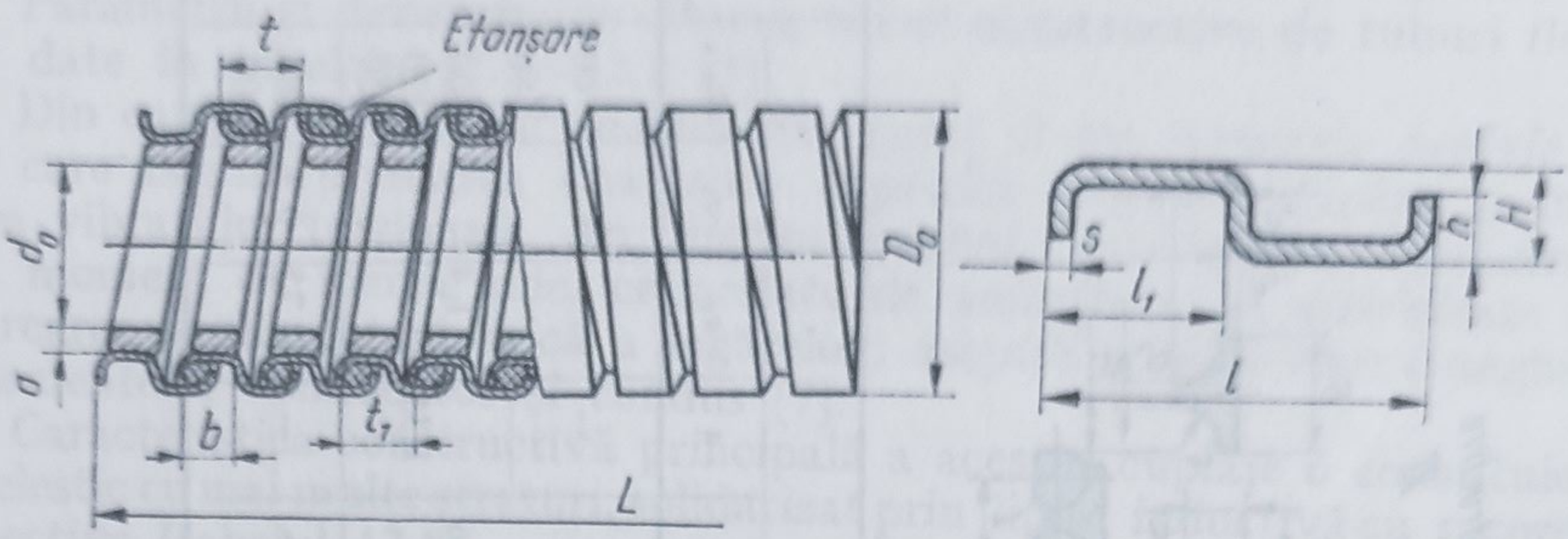
Caracteristicile şi dimensiunile principale ale tubului flexibil, tip BDP [4] (conform GOST 11626-71)



Tipodimensiunea tubului	Profilul sîrmei	Dimensiunile, în mm																	Sarcina axială maximă, daN
		D	d_0	D_1	d_1	h	h_1	h_2	t	S	S_1	r	r_1	r_2	a	a_1	a_2	R_{min}	
BDP-3	I	3	5,5	9,5		1,4			3		2,5				—			60	5
BDP-4		4	6,5	10,5														80	
BDP-5		5	7,5	12,0	—		1,2	0,6		2,4		1,4	1,5	0,6		1,4	—	100	
BDP-6	II	6	8,5	13,0		1,6					3,9				1,35			120	
BDP-8		8	11,5	16,0					4									150	
BDP-10	III	10	13,5	20,5	3	2,7	2,0	0,5		3,7	—	1,5	—	—	—	1,75	0,5	180	15
BDP-12		12	16,0	23,0														200	

Tabelul 12.6

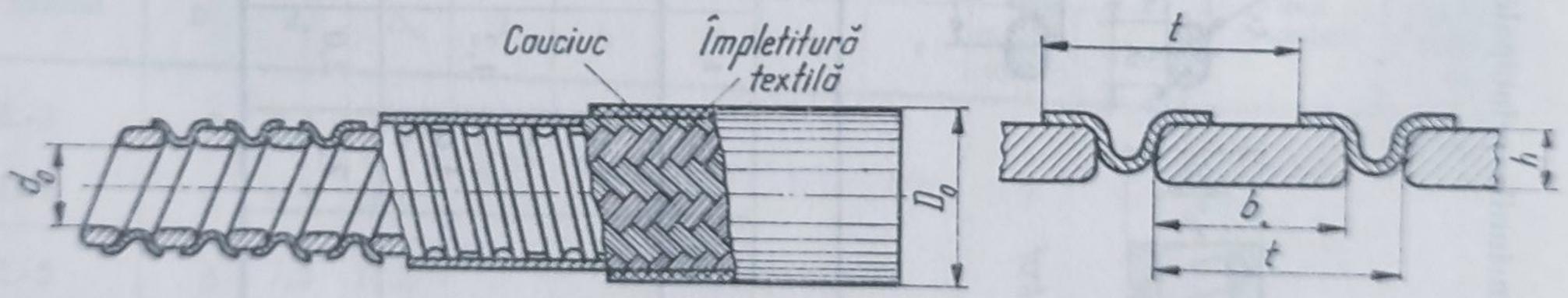
Caracteristicile şi dimensiunile principale ale tubului flexibil *tip B2* [5]



Dimensiunile, în mm									
D	$d_{0\,min}$	$D_{0\,max}$	t (informativ)	$l \times h$	$L \times s$	$b \times a$	Diametrul şnurului de azbest	Raza minimă R_{min}	Sarcina axială admisibilă, daN
16	21	32	7,2	11,6 × 3,4	16,0 × 0,7	5 × 1,5	2,5	450	140
20	25	36						500	160
25	30,5	42,5						550	180
30	36	48,5						600	200

Tabelul 12.7

Caracteristicile şi dimensiunile principale ale tubului flexibil tip B6 [5]

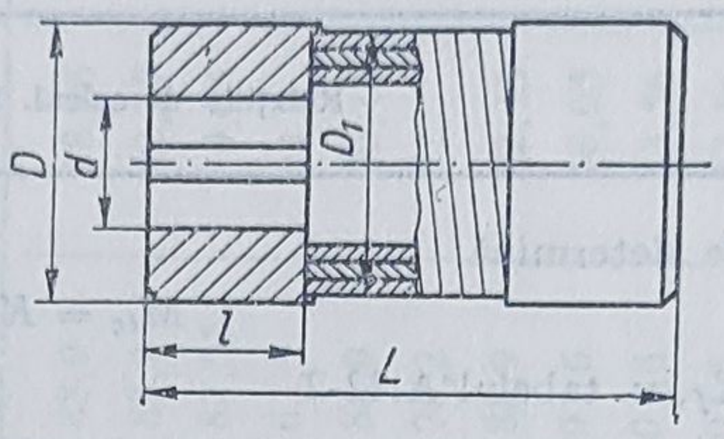


Dimensiunile, în mm									
D	$d_{0\,min}$	$D_{0\,max}$	t (informativ)	$b \times h$	Grosimea minimă a stratului cauciucat	Diametrul firului ţesăturii metalice	R_{min}	Numărul straturilor textile	Sarcina axială admisibilă, daN
12	17,0	33,7	5	3,8 × 2	1,2	0,3	250	2	25
13,3	17,5	34,2	12	10 × 2,1		—	200	3	
15,4	20,5	37,2					250		
13,3	17,5	34,6				0,3	200	2	
15,4	20,5	37,6					250		

Ţesătura metalică 24 × 8 × 0,3 mm, pasul $t = 51{,}2$ mm

Tabelul 12.8

Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajelor flexibile de tip Baumann [7]



Tipodimensiunea			8	12	14	16	20	25	30	35	40	50	60
Momentul de torsiune nominal, în daN·m			0,5	1	1	2	4	9	15	22	30	50	90
Dimensiunile, în mm	L	Scurt	35	50	50	65	80	100	125	150	170	210	250
		Lung	45	60	60	80	95	120	150	180	200	250	300
		Dublu lung	50	70	70	90	110	140	175	210	240	300	350
	l		10	15	15	20	25	31	37	44	50	62	75
	D		21	26	30	35	45	55	65	75	80	100	120
	D_1		19	24	28	32	40	50	60	70	75	95	115
	d_{max}		12	15	19	20	27	34	40	45	50	64	75

12.2. Cabluri de comandă

*Cablurile de comandă** se utilizează, în special, în cazul acționării comenzilor de la distanță și a acționării aparaturii de control.

Există și situații în care cablurile de comandă nu pot satisface condițiile de precizie: raza minimă a curburii sau răsucirea relativă minimă între racordurile de intrare și ieșire [3].

Cablurile de comandă introduc în sistemul de acționare o eroare primară sistematică foarte importantă. Suma tuturor acestor erori trebuie să fie mai mică decît valoarea impusă, care depinde de precizia necesară a reglării obiectului [5].

Relațiile și metodica de proiectare a cablurilor de comandă sînt date în tabelul 12.9.

La alegerea cablurilor de comandă trebuie, de asemenea, luate în considerare condițiile inițiale impuse: momentul de torsiune ce trebuie transmis sau forța axială maximă, unghiul de răsucire care poate fi admis la sarcina globală și raza minimă de funcționare de pe traseul de montare a cablului respectiv [3].

În fig. 12.11 sînt prezentate soluțiile a două cabluri de comandă produse de firma Kupfrian [9], în tabelele 12.10 și 12.11 fiind date caracteristicile

* Flexibile

Tabelul 12.9

Relaţiile şi metodica de proiectare a cablurilor de comandă [2, 4 etc.]

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări
Momentul de torsiune de calcul M_{tc}	Se determină $M_{tc} = K_f M_t,$ (12.25) K_f, v. tabelul A.12-2
Alegerea cablului de comandă	Din cataloagele firmelor specializate, respectînd condiţia $M_{tc} \leqslant M_{t\ tabelar}$ (12.26)
Rigiditatea torsională a cablului k_r	$k_r = E \sum_{i=1,3,\dots m-1} \alpha_{i,i+1} : \left\{ \left\{ 1 + \left(\sum_{i=1,3,\dots m-1} \beta_{i,i+1} \left[(\alpha_{i,i+1}\gamma_{i,i+1}) \times \right. \right. \right. \right.$ $\left. \left. \left. \left. \times M_t \Big/ \sum_{i=1,3,\dots m-1} \alpha_{i,i+1} + Y_{i,i+1} \right]^{2/3} - Y_{i,i+1}^{2/3} + 1 \right) \Big/ M_t \right\} \right\}.$ (12.27) unde: $\alpha_{i,i+1}$, v. relaţia (12.10), tabelul 12.1; $\beta_{i,i+1}$, v. relaţia (12.11), tabelul 12.1; $\gamma_{i,i+1}$, v. relaţia (12.12), tabelul 12.1; $Y_{i,i+1}$, v. relaţia (12.5), tabelul 12.1 *Observaţie.* În cazul în care este asigurată întinderea însemnată a sîrmelor în procesul de înfăşurare al miezului flexibil, rigiditatea torsională k_r a acestuia se poate determina cu relaţia (12.27), considerînd expresia din parantezele acolade duble egală cu unitatea
Răsucirea relativă a racordurilor cablului Π	Se apreciază orientativ cu parametrul [4] $\Pi = \sqrt{k'/k_r},$ (12.28) cu: k', v. relaţia (12.14), tabelul 12.1; k, v. relaţia (12.15), tabelul 12.1; ψ [rad/1 m lungime], v. şi tabelele 12.2 şi 12.3.

Tabelul 12.10

Caracteristicile principale ale cablurilor flexibile de comandă, tip Kupfrian (v. fig. 12.11) [9]

Tipodimensiunea	Diametrul nominal D, mm	Materialul miezului flexibil	Momentul de torsiune maxim recomandat, N · mm	Unghiul de răsucire specific, în grd. la 1 m lungime și un moment de 1 N·m		Momentul de rupere, N · mm		Raza minimă, R_{min}, mm	Momentul necesar pentru rotirea arborelui (90°)	
				În sensul înfășurării	În sens invers	În sensul înfășurării	În sens invers		Valoarea, N · mm	Raza, mm
1396 LB*	3,30	Bronz	395,6	5,2	7,0	1695,45	1017,27	88,9	28,26	127,0
1396 LE	3,30	Monel	395,6	3,5	4,5	1582,42	1356,36	88,9	12,77	101,6
1398 B	3,30	Bronz	169,5	7,0	17,4	1695,45	565,15	82,55	9,04	101,6
1399 LF	3,30	Oțel	565,2	3,1	3,8	1356,36	1243,33	63,5	11,3	101,6
1590 B	3,81	Bronz	791,2	2,8	3,5	2034,54	1808,48	88,9	10,17	127,0
1590 E	3,81	Monel	791,2	2,4	3,5	2486,66	2034,54	76,2	—	—
1598 F	3,81	Oțel	791,2	2,1	2,8	2938,78	2034,54	88,9	12,43	101,6
1889 LF	4,75	Oțel	1695,4	1,0	1,3	6329,68	4521,20	101,6	16,95	152,4
1894 LB	4,75	Bronz	1356,4	2,1	1,7	3503,93	3164,84	101,6	13,56	127,0
1894 LE	4,75	Monel	1130,3	1,7	1,4	4069,08	3843,02	101,6	13,56	152,4
2199 F	5,38	Oțel	1469,4	0,7	0,7	5425,44	4521,20	88,9	17,41	152,4
2597 F	6,35	Oțel	4521,2	0,5	0,6	16954,50	14693,9	101,6	39,56	152,4
3198 F	7,87	Oțel	6781,8	0,1	0,3	18084,8	10172,7	152,4	—	—

* Cablurile de comandă notate cu *L*, sînt cu rotire pe stînga (în sens invers rotirii acelor ceasornicului).

Tabelul 12.11

Caracteristicile și dimensiunile principale ale cablurilor de comandă sovietice, tip VU [5]

Dimensiunile, în mm				Stratul de înfășurare						Momentul de torsiune Mt_c, în daN·cm, pentru cablurile:									Turația de calcul n_c, rot/min	Turația maximă admisă, rot/min	Unghiul de răsucire, în grade pe 1 m lungime și un moment de 1 daN·cm
				1	2	3	4	5	6		cu axa încovoiată după raza R, în mm, de:										
D	D_0 calculat	D_0 max	Diametrul firului suport	Numărul sîrmelor în strat × diametrul sîrmei, în mm						cu axa dreaptă	1 000	750	600	450	350	250	200	150			
3	3,0	3,18	0,4	6×0,3	6×0,3	12×0,3	12×0,4	—	—	1,5	1,5	1,5	1,5	1,0	1,0	1,0	0,75	0,5	7 200	8 000	40 —50
4	4,0	4,22	0,4	6×0,3	6×0,3	8×0,3	12×0,4	—	—	3,5	3,5	3,5	3,0	3,0	2,5	2,5	2,0	1,5	4 800	6 000	16 —20
5	5,1	5,36	0,5	6×0,3	6×0,3	8×0,3	8×0,4	10×0,5	10×0,5	7,0	6,5	6,5	6,0	6,0	5,5	5,0	4,0	3,0	3 600	5 000	7,0 —7,5
6	6,1	6,36	0,5	6×0,3	8×0,4	8×0,4	12×0,5	12×0,6	12×0,6	15,0	14	13	12	10	9,0	8,0	6,0	5,0	2 600	4 500	2,2 —2,6
8	8,3	8,60	0,5	4×0,5	6×0,5	6×0,5	8×0,6	12×0,6	12×0,6	36,0	32	30	28	25	20	16	12	—	1 800	4 000	1,75—2,0
10	10,1	10,48	0,5	6×0,4	6×0,5	6×0,5	6×0,6	12×0,6	12×0,6	40,0	40	35	32	28	24	18	—	—	1 800	3 500	0,6 —0,7
12	12,1	12,52	0,5	6×0,5	6×0,5	8×0,6	8×0,6	12×0,8	12×0,8	50,0	50	45	40	35	30	24	—	—	1 600	3 000	0,35—0,40

Observații 1. Datele din tabel sînt valabile pentru cablurile cu $L \leqslant 400\ D$

2. În cazul funcționării cablurilor cu rotația înspre dreapta — în stînga și a cablurilor cu rotația înspre dreapta — în dreapta, unghiurile de răsucire se măresc cu 50—30%, pentru cablurile cu $D = 3 \ldots 12$ mm, corespunzător.

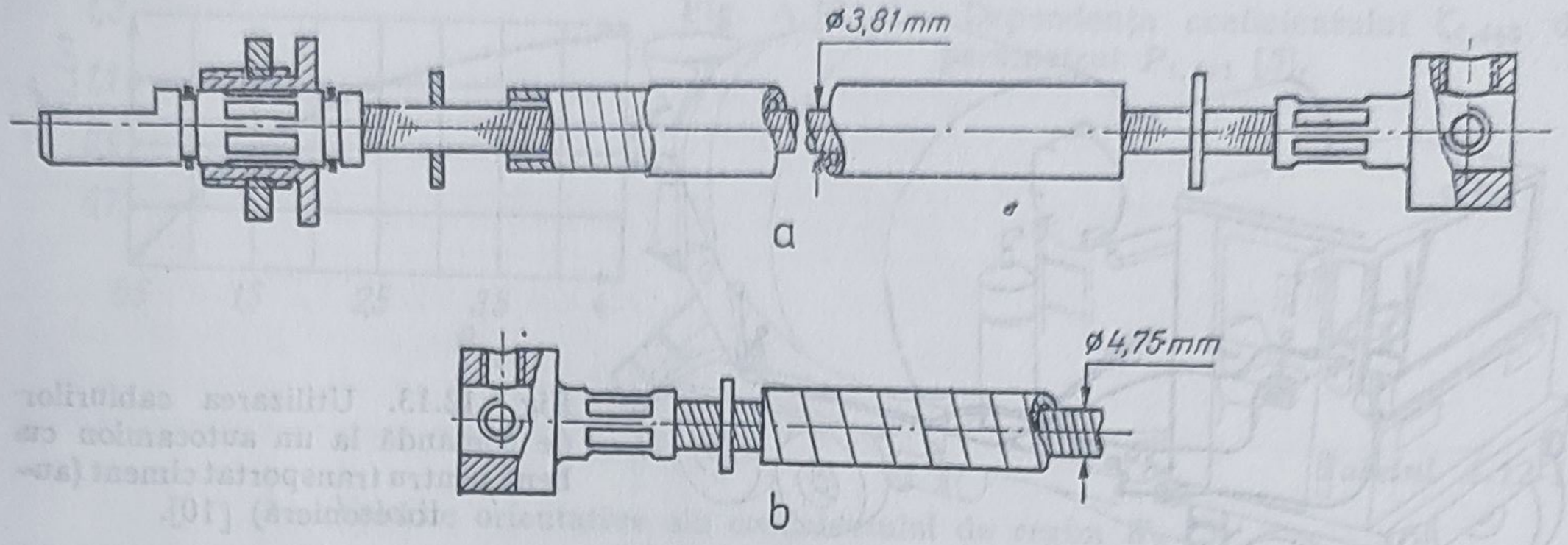


Fig. 12.11. Exemple de cabluri de comandă executate de firma Kupfrian [9]:
a — tip SB-84; *b* — tip SB-91, cu ambele capete identice.

și dimensiunile principale ale acestor cabluri și ale unor cabluri de producție sovietică.

Exemple de utilizare a cablurilor flexibile de comandă sînt prezentate în fig. 12.12—12.15 [8, 10].

Sistemele de acționare a cablurilor flexibile de comandă asigură, în general, și diferite rapoarte de transmitere care măresc forța de acționare.

Informații despre cablurile flexibile de comandă produse în țară se pot obține consultînd norma tehnică elaborată de întreprinderea Tehnometal Timișoara [6].

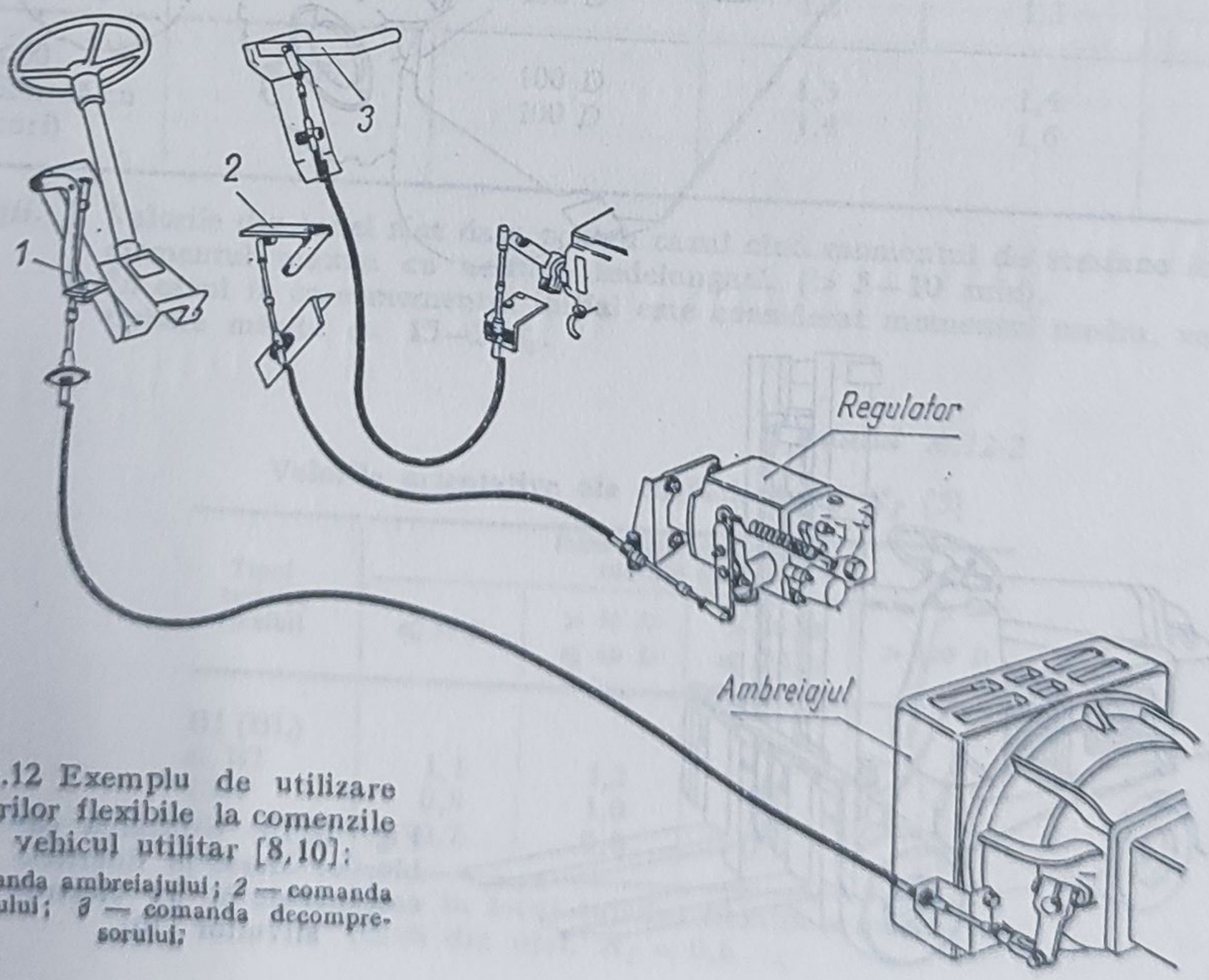


Fig. 12.12 Exemplu de utilizare a cablurilor flexibile la comenzile unui vehicul utilitar [8,10]:
1 — comanda ambreiajului; *2* — comanda regulatorului; *3* — comanda decompresorului;

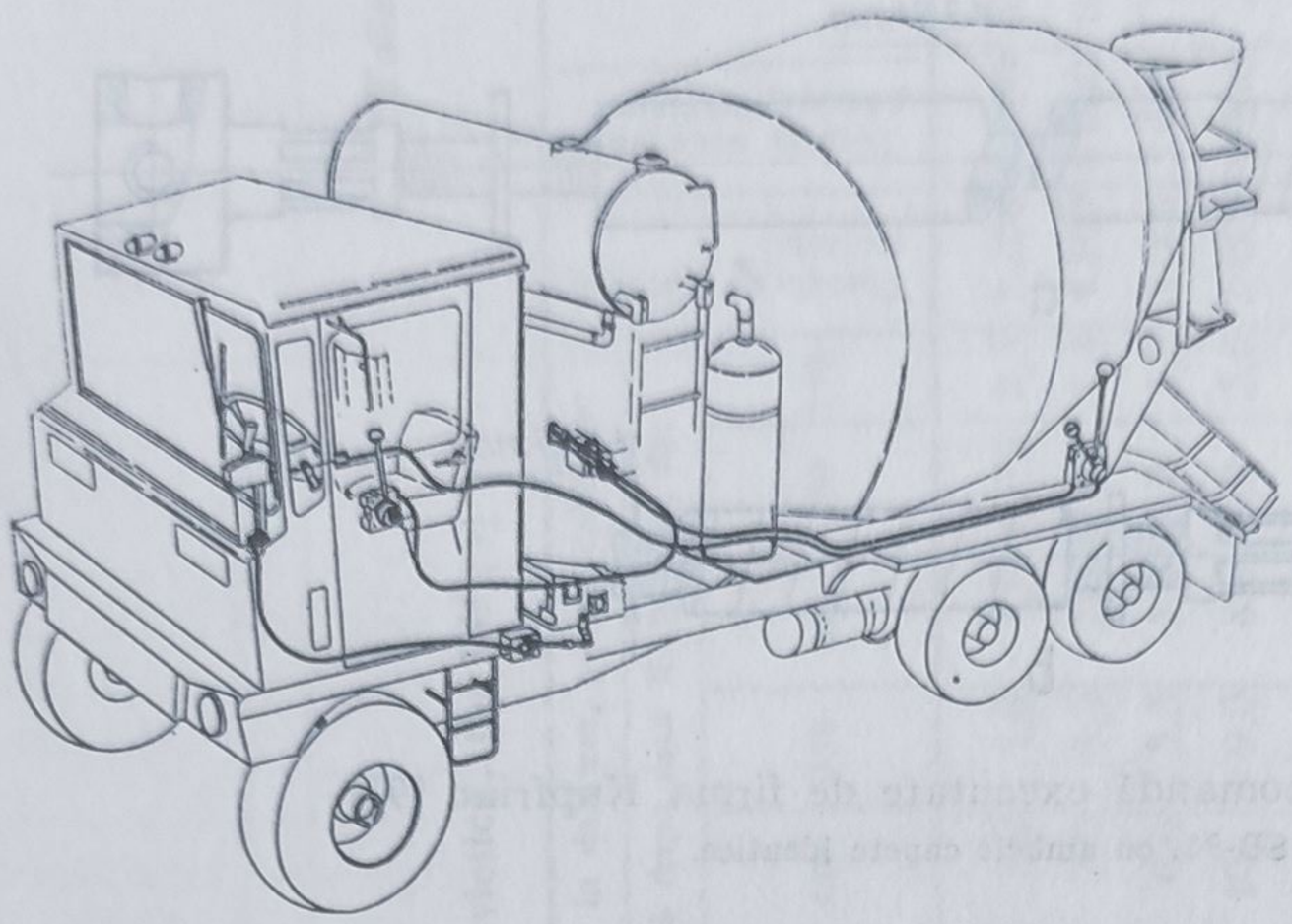
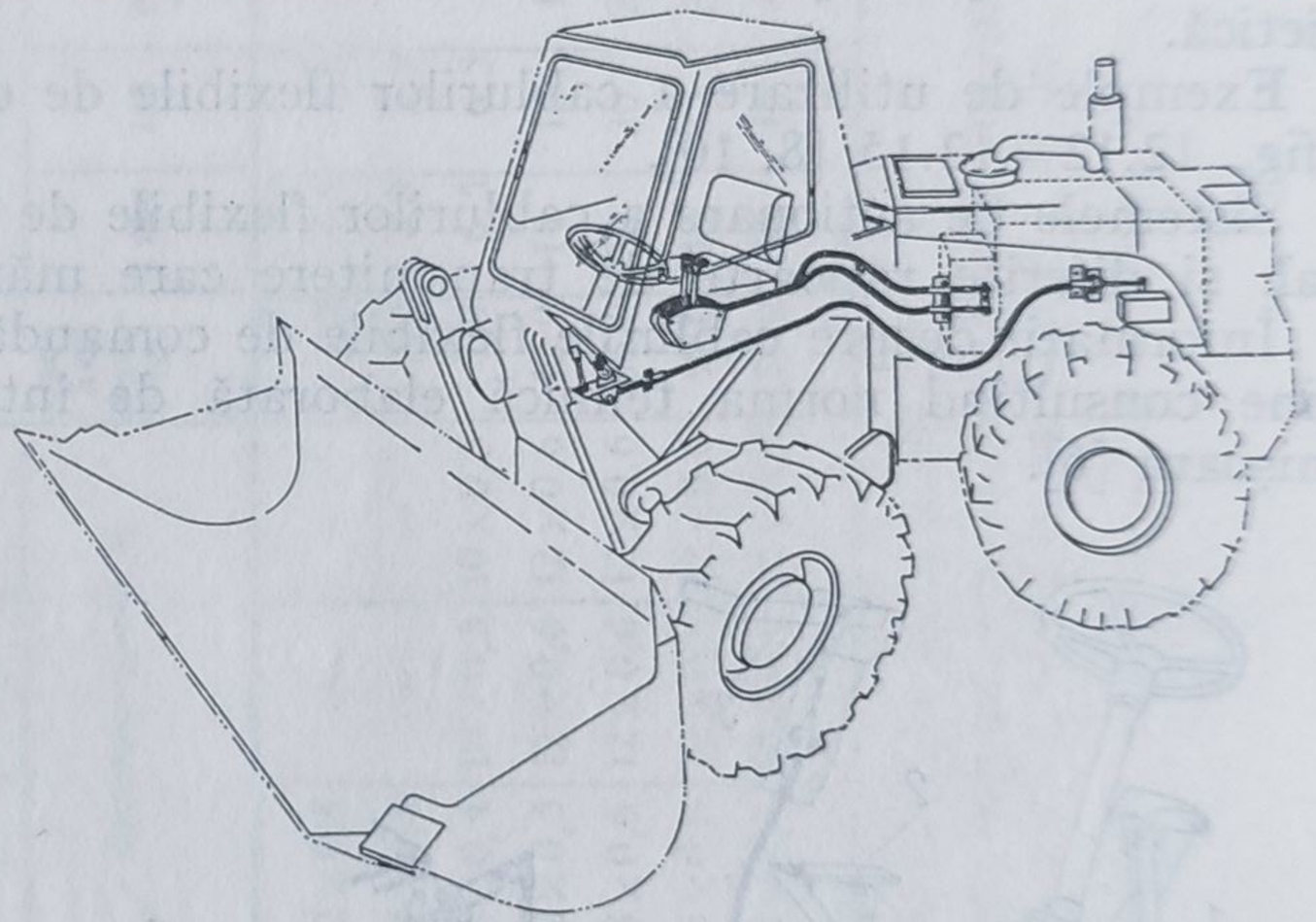


Fig. 12.13. Utilizarea cablurilor de comandă la un autocamion cubenă pentru transportat ciment (autobetonieră) [10].

Fig. 12.14. Utilizarea comenzilor prin cabluri flexibile la un tractor echipat cu încărcător cu cupă [10].



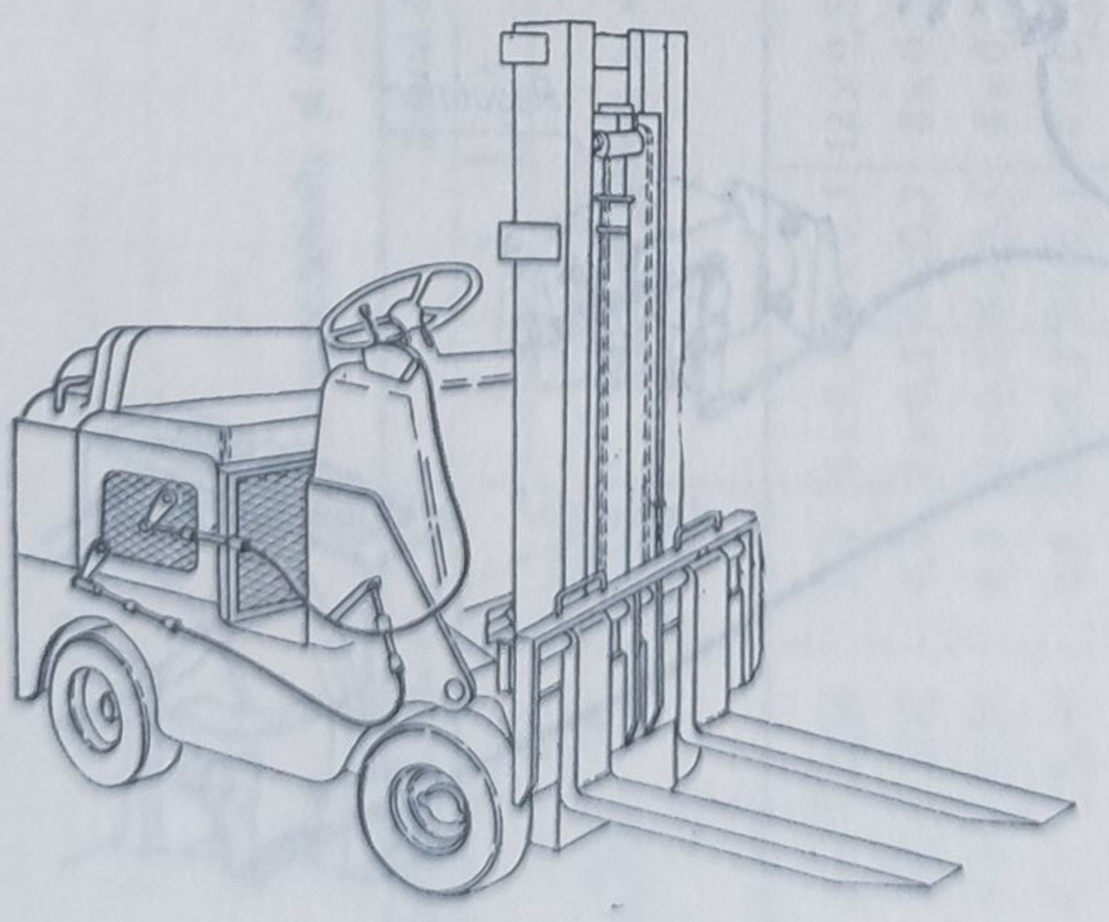


Fig. 12.15. Utilizarea cablurilor Morse la diferitele comenzi de la un electrostivuitor [10].

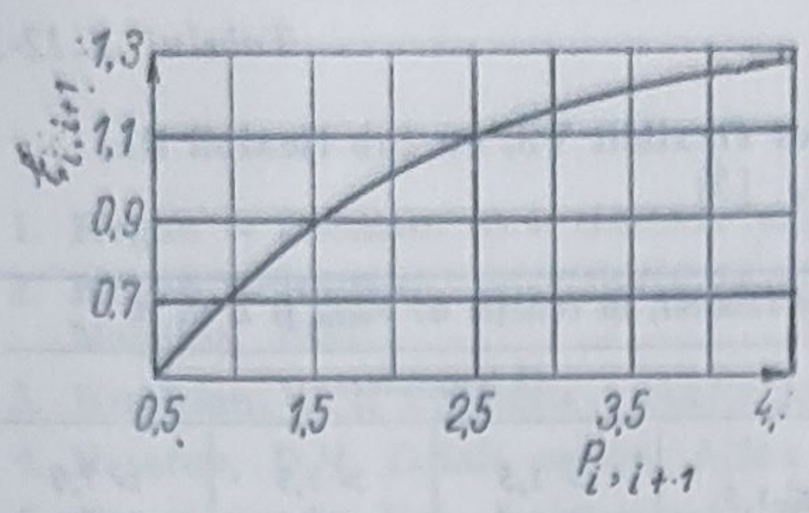


Fig. A.12–1 – Dependența coeficientului $\zeta_{i,i+1}$ de parametrul $P_{i,i+1}$ [5].

Tabelul A.12-1

Valorile orientative ale coeficientului de regim K_r [5]

Caracterul sarcinii		Lungimea caţionării L, în funcţie de diametrul convenţional D	Funcţionare continuă sau cu pauze la un interval mai mic de 1 oră	Funcţionare cu pauze, la fiecare 10—15 min	Funcţionare cu cuplări decuplări repetate
Sarcina oscilantă, în % din valoarea absolută	Momentul de pornire, în % din cel iniţial				
Constantă sau cvasistatică	⩽ 125	100 D 100 D	0,8 1,0	0,8 1,0	0,9 1,1
10 – 15	⩽ 150	100 D 100 D	1,0 1,15	1,0 1,2	1,1 1,3
20 – 30	⩽ 200	100 D 100 D	1,1 1,2	1,2 1,3	1,35 1,5
⩽ 50 (neuniformă cu cu şocuri)	⩽ 300	100 D 100 D	1,3 1,4	1,4 1,6	1,8 2,0

Observaţii. 1. Valorile din tabel sînt date pentru cazul cînd momentul de torsiune iniţial este momentul maxim cu acţiune îndelungată ($> 5 – 10$ min).
2. În cazul în care momentul iniţial este considerat momentul mediu, valorile K_r trebuie mărite cu 15–25%.

Tabelul A.12-2

Valorile orientative ale coeficientului K_f [5]

Tipul tubului flexibil	Intervalele de fixare a tubului flexibil			
	⩽ 35 D	> 35 D ⩽ 60 D	> 60 D ⩽ 100 D	> 100 D
B1 (BL) şi B2	1,1	1,2	1,4	1,6
BDP	0,8	1,0	1,0	1,2
B6	0,7	0,8	0,9	1,0

Observaţie. Dacă în locul tubului flexibil se montează ţeavă din oţel, $K_f = 0,6$

Tabelul A.12-3

Valorile orientative ale randamentului η al arborilor flexibili VS, cu tub flexibil BL, la turațiile de calcul n_c [5]

Diametrul D, mm	Numărul de încovoieri la 90° pe traseul arborelui flexibil, în funcție de R_{mtn} și L în m							
	Axa cvasidreaptă				O încovoiere			
	⩽ 1,5	> 1,5 ⩽ 3,5	> 3,5 ⩽ 7,0	> 7,0 ⩽ 12	⩽ 1,5	> 1,5 ⩽ 3,5	> 3,5 ⩽ 7,0	> 7,0 ⩽ 12
6 8 10 12 13	0,98	0,95	0,92	—	0,92	0,90	0,86	—
15 16 20 25 30 40	0,95	0,92	0,90	0,88	0,90	0,88	0,84	0,80

Diametrul D, mm	Numărul de încovoieri la 90° pe traseul arborelui flexibil în funcție de R_{mtn} și L, în m							
	Două încovoieri				Trei încovoieri			
	⩽ 1,5	> 1,5 ⩽ 3,5	> 3,5 ⩽ 7,0	> 7,0 ⩽ 12	⩽ 1,5	> 1,5 ⩽ 3,5	> 3,5 ⩽ 7,0	> 7,0 ⩽ 12
6 8 10 12 13	0,87	0,85	—	—	0,78	0,75	—	—
15 16 20 25 30 40	—	0,82	0,80	0,78	—	—	0,71	0,68

Pentru arborii cu tub flexibil tip BDP valorile trebuie mărite cu 1—2%, iar pentru cazul tubului flexibil, tip B2 și B6 — cu 2—3%.

B i b l i o g r a f i e

1. Kogan – Bolman, G.I. *Ghibkie provolocinîe valî.* Moscova, Maşghiz, 1957.
2. Kogan – Bolman, G.I. *Peredaci s ghibkami provolocinîmi valami.* Spravocinik. Moscova, Maşghiz, 1961.
3. Kupfrian, W.J. *Flexibile – shafts for Remonte Control.* În: Machine Design, nr. 10, oct. 1954.
4. Reşetov, D.N. *Detali maşin.* Atlas Konstrukţii. Moscova, Maşinostroenie, 1979.
5. *Detali maşin.* Vol. I. Moscova, Maşinostroenie, 1968, p. 253 – 278.
6. NTR. *Comenzi prin cabluri.* Elaborator: Tehnometal Timişoara, 1981.

Documentaţia tehnică a firmelor specializate:

7. Antriebe AG. (Baumann – Flex), Werkstr. 4, 8630 Rüti (R.F.G.).
8. FLEXRAK TM. (Franţa), Rockwell International, 12 bis, Rue Jean Jaurès, 92 Puteaux.
9. Kupfrian Manufacturing Division (S.U.A.) One Henry Street, Binghamton, N.Y.
10. Morse Controls GmbH (R.F.G.), 8044 Unterschleissheim/München, Morsestrasse 4.

13. Fiabilitatea previzională

Notații *

D — dispersia timpului de funcționare;
f — densitatea de probabilitate a timpului de funcționare;
F — funcția de repartiție a timpului de funcționare (funcția de defectabilitate) a unui produs;
$F_{1,2,\ldots,i}$ — funcțiile de defectabilitate ale componentelor unui produs;
i — numărul de ordine al defectării;
j — numărul de componente ale unui produs;
m — indicele de putere al curbei Wöhler;
m_0 — parametru al legii normale (media);
$MTBF(m)$ — media timpului de bună funcționare;
n — numărul de produse dintr-un lot supus exploatării sau experimentării;
n_n, n_d — numărul de produse nedefectate, respectiv defectate pînă la un moment dat;
N, N_{Bp} — numărul de cicluri de solicitare, respectiv numărul de cicluri corespunzător limitei de oboseală cu o probabilitate dată;
R — funcția de fiabilitate a unui produs;
$R_{1,2,\ldots,i}$ — funcțiile de fiabilitate ale componentelor unui produs;
R_m, $\bar{R}$, R_M — rezistența minimă, medie și maximă la care este supus produsul;
S_m, $\bar{S}$, S_M — solicitările minimă, medie și maximă care acționează asupra produsului;
T — durata totală de funcționare a unui produs;
z — intensitatea (rata) de defectare;
Z — variabila generală a solicitării;
α — nivel de încredere;
β, γ, η — parametrii legii Weibull;
Γ — integrala Euler de speța a doua (funcția gamma de speța a doua);
t_i — timpul corespunzător solicitării S_i;
σ — abaterea medie pătratică a timpului de funcționare;
σ_0 — parametru al legii normale (abaterea medie pătratică);
ω_i — numărul de cicluri corespunzător solicitării de intensitate S_i;
Φ — funcția Laplace.

Sporirea continuă a complexității mașinilor, utilajelor, aparatelor, dispozitivelor etc. face necesară explicitarea *indicatorilor de fiabilitate* ai organelor de mașini și ale structurilor componente ale acestora **.

În *fiabilitatea previzională* metodele de calcul a fiabilității — operînd cu ipoteze plauzibile — oferă proiectantului posibilitatea evaluării anticipate,

---

* În fiabilitatea previzională a produselor din industria constructoare de mașini se pot adopta terminologia fiabilității după STAS 8174-73 și STAS 8564-70 și indicatorii de fiabilitate după STAS 10307-75. Deoarece însă aceste standarde sînt elaborate în cea mai mare parte de specialiști electroniști, electrotehniști și energeticieni, cele mai multe dintre prevederile standardelor susmenționate nu au aplicabilitate directă în determinarea fiabilității previzionale a produselor mecanice executate de industria constructoare de mașini. De aceea, s-au reținut numai acei parametri ai fiabilității care aparțin nucleului teoriei fiabilității.

** *Ordinul MICM, nr. 120/1974* prin care devine obligatorie indicarea valorilor indicatorilor de fiabilitate în normele interne ale produselor.

în *faza concepțională** a evoluției probabilității de defectare pe *durata de funcționare*** a produsului, permițînd estimarea duratei de viață a acestuia.

Determinarea (măsurarea) fiabilității pe un produs, în condiții de exploatare reală (fiabilitatea operațională), pune probleme mult mai simple, comparativ cu cele pe care le pune stabilirea fiabilității în faza concepțională. Standardele menționate, împreună cu STAS 10911-77, cuprind întreaga metodologie necesară determinării fiabilității operaționale, dar sînt inutilizabile la stabilirea fiabilității previzionale, pentru aceasta trebuind aplicate metode specifice, explicitate în continuare; în cadrul acestor metode se consideră drept cauze predominante ale diminuării fiabilității solicitarea la oboseală și solicitarea la uzare.

13.1. Parametrii generali ai fiabilității

Funcția de fiabilitate instantanee (empirică) este dată de relația [1]

$$R = n_n/n. \tag{13.1}$$

Utilizînd expresia intensității de defectare instantanee [1]

$$z = \frac{1}{n_n} \cdot \frac{\mathrm{d}n_d}{\mathrm{d}t} \tag{13.2}$$

se obține forma generală a funcției de fiabilitate [1—5]:

$$R = \mathrm{e}^{-\int_0^T z(t)\,\mathrm{d}t}. \tag{13.3}$$

Diferitele moduri de variație ale funcției $z(t)$ vor conduce la diferite funcții de repartiție pentru funcția de fiabilitate, ca urmare a proceselor fizice reale care cauzează defectarea. Pentru cazurile în care elementul ce se defectează suportă solicitări cu spectrul constant în timp, iar probabilitatea de defectare este în dependență de evoluția în timp a caracteristicilor fizico-mecanice ale piesei***, se admite că intensitatea de defectare este distribuită normal sau Weibull (tabelul A.13-1).

Repartiția normală prezintă avantajul unei evaluări mai simple a parametrilor caracteristici fiabilității previzionale. Repartiția Weibull s-a dovedit bine adaptată repartiției timpilor de defectare a tuturor produselor mecanice; pentru valori particulare ale parametrului β, regăsindu-se aluri specifice unei game largi de repartiții, care în forma lor generală sînt complicate, deci greoaie în utilizare. Parametrii repartiției Weibull sînt însă dificil de estimat de către proiectant.

---

* *Faza concepțională* de elaborare a unui produs este o fază complexă, în care se proiectează pe baza experienței anterioare — cu adăugiri eventuale de experimente cu un grad de operativitate ridicat — destinate ajustărilor unor parametri sau obținerii unor valori de predimensionare ale acestora.

** După unele terminologii *durata de viață*.

*** Toate produsele mecanice sînt caracterizate de astfel de solicitări și caracteristici ale probabilității de defectare.

În general, fiabilitatea organelor de mașini și a structurilor nu se compară prin intermediul funcției de fiabilitate, compararea directă a funcțiilor de distribuție fiind dificilă. Practic, se compară următorii parametrii ai fiabilității:

— media timpului de bună funcționare, dată de relația

$$\mathrm{MTBF} = \int_0^\infty t\, \mathrm{f}(t)\, \mathrm{d}t, \tag{13.4}$$

sau, în cazul distribuției Weibull, de expresia

$$\mathrm{MTBF} = \eta\, \Gamma\, (1 + 1/\beta)\,; \tag{13.5}$$

— timpul corespunzător funcționării unui procentaj minim admis de produse care nu trebuie să se defecteze *.

Orice asociere de două sau mai multe componente constituie un sistem, această asociere fiind caracteristică construcției de mașini. Fiabilitatea sistemului *serie* rezultă din relația

$$R = R_1 \cdot R_2 \ldots R_j. \tag{13.6}$$

Pentru sistemele de tip *paralel* defectabilitatea (funcția de nesiguranță) este dată de relația generală

$$F = F_1 \cdot F_2 \ldots \cdot F_j, \tag{13.7}$$

în care $F = 1 - R$ și $F_j = 1 - R_j$, $j = 1, 2, \ldots, j$. Pentru sistemele mixte se identifică subsistemele serie și paralel și se aplică relațiile (13.6) și (13.7). În procesul de proiectare al sistemelor mecanice, tipurile paralel și mixt se întîlnesc extrem de rar, caracteristic fiind sistemul serie.

13.2. Metodologii de calcul al fiabilității previzionale

Determinarea fiabilității produsului implică determinarea funcției de fiabilitate sau a intensității de defectare și apoi calcularea parametrilor fiabilității conform STAS 10307-75.

Calcule — cu caracter orientativ — se pot efectua adoptîndu-se valorile particulare ale intensității de defectare stabilite experimental în condiții de laborator (tabelul A.13-2; în tabelul A.13-3 se dă coeficientul k cu care trebuie înmulțite intensitățile din tabelul A.13-2 pentru a se obține valoarea estimată în condiții reale de funcționare). În proiectare se pot utiliza și valori indicate în [1].

În cazul în care proiectantul adoptă această metodologie, pentru evaluarea fiabilității previzionale a unui produs de oarecare complexitate trebuie să aplice relația (13.6), urmărind optimizarea plasării diverselor părți ale sistemului astfel încît funcția de fiabilitate R să fie maximă în condițiile unei accesibilități cît mai bune la componentele plasate în interiorul sistemului. Ast-

---

* De exemplu, la rulmenți: timpul numit *durabilitate de bază* L 10. În terminologia sovietică (GOST 13377-67), acest timp este numit *resursa gamma procentuală* R_γ.

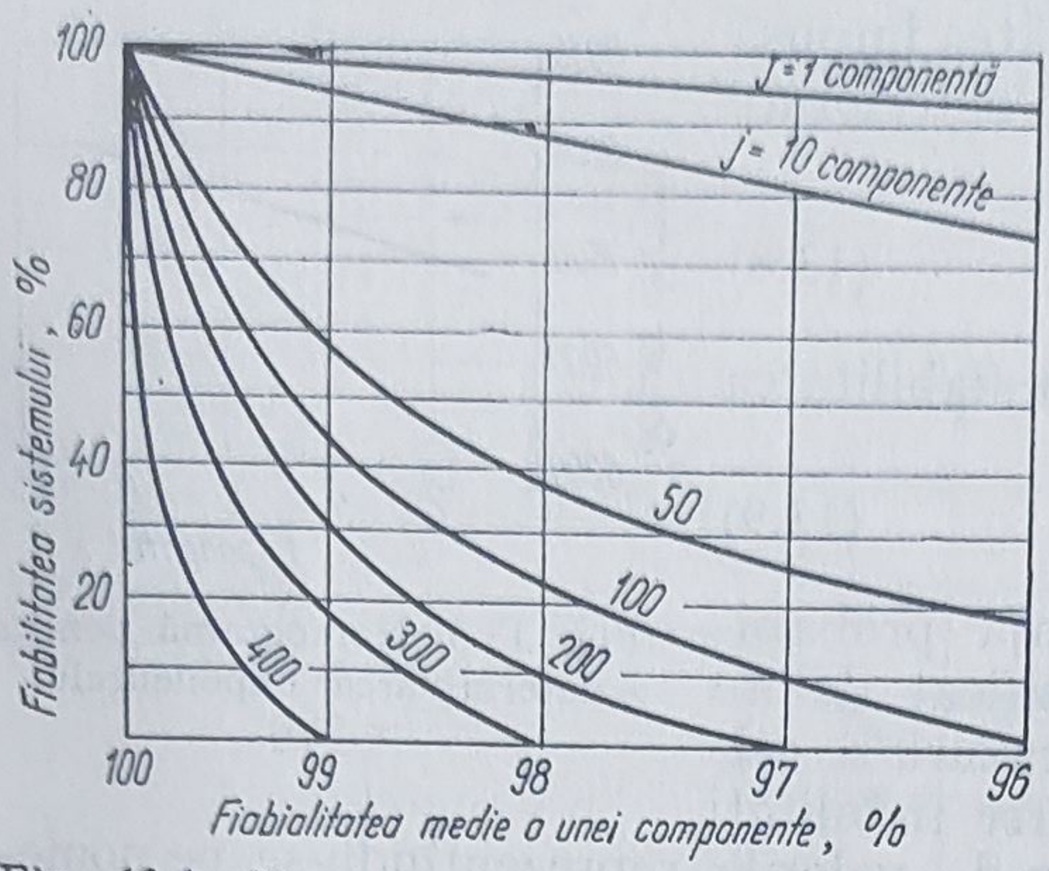


Fig. 13.1. Nomogramă pentru determinarea numărului de componente ale unui sistem [12].

componente este una dintre cele mai importante căi pentru realizarea unei fiabilități previzionale maxime.

O metodologie principial asemănătoare cu cea prezentată mai înainte, dar mai evoluată, este ilustrată în [13, 14, 15]. Conform acesteia, fiabilitatea previzională a componentelor se determină prin încercări de laborator efectuate pe modele realizate conform diverselor soluții de proiectare preconizate. Ca urmare a cercetărilor efectuate pe roți dințate, rulmenți și alte organe de mașini, repartiția funcției de fiabilitate este de tip Weibull dacă solicitările sînt date de oboseala la încovoiere și oboseala la contact.

Pentru roți dințate parametrul dispersiei (de formă) β, în funcție de solicitare, este dat în fig. 13.2 [13]. Cunoscîndu-se valoarea parametrului dispersiei în funcție de solicitarea preliminată, precum și alura funcției de fiabilitate, se poate determina funcția însăși printr-un număr redus de încercări [2, 3].

Pentru proiectant, fiabilitatea obținută în condiții de laborator — la o solicitare cu moment constant și cu turație constantă — nu poate fi considerată ca fiabilitate previzională a angrenajului funcționînd în condiții reale. Echivalarea solicitării reale cu o solicitare simulată în laborator se obține prin intermediul unei oscilograme care dă variația în timp a solicitării și a turației, oscilogramă ridicată pe o mașină similară celei care urmează a fi proiectată.

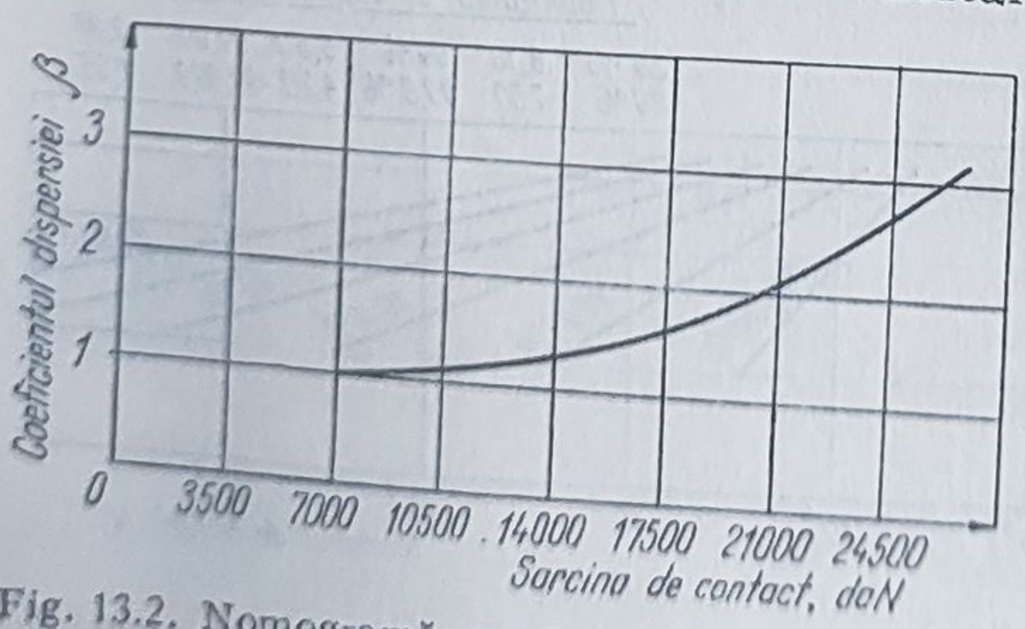


Fig. 13.2. Nomogramă pentru determinarea parametrului dispersiei β, în cazul roților dințate [13].

Se definește *capacitatea de deteriorare* a angrenajului ca fiind produsul $N_{Bp} \cdot S_{Bp}^{x}$, x fiind un coeficient experimental dat de nomograma din fig. 13.3; N_{Bp} și S_{Bp} au valorile corespunzătoare

unei probabilități conforme cu fiabilitatea impusă de pe diagrama Wőhler. Gradul de deteriorare mediu este dat de relația

$$g_m = \Sigma\, \omega_i S_i^x \Delta t_i / \Sigma \Delta t_i. \qquad (13.8)$$

Durata totală de funcționare la fiabilitatea impusă

$$T = N_{Bp} S_{Bp}^x / g_m. \qquad (13.9)$$

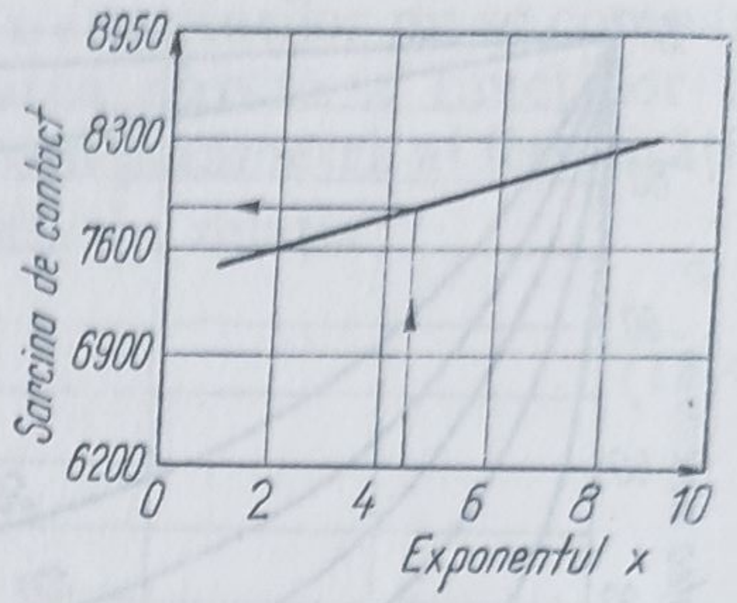


Fig. 13.3. Nomogramă pentru determinarea exponentului x [13].

De multe ori, prezintă importanță probabilitatea de a atinge un număr specificat de ore (de exemplu 10 000 ore). În aceste cazuri, se calculează valorile lui T pentru diverse fiabilități $R = 99{,}9\%$; $99{,}99\%$; $99{,}999\%$ ș.a.m.d., valorile reprezentîndu-se pe nomograma Allan Plait. Valoarea fiabilității pentru oricare număr de ore se poate obține prin interpolare.

Exemplu. Funcțiile de fiabilitate, obținute în urma experimentărilor de laborator, pentru o roată dințată executată din oțel 28 TiMnCr 12 sînt date în fig. 13.4. Oscilogramele momentului de torsiune și turației în funcție de timp (pentru 13 secunde), ridicate pe o mașină similară celei care urmează a fi proiectată, este dată în fig. 13.5. Trebuie stabilită durata totală de funcționare a angrenajelor, solicitate în acest fel, impunîndu-se o fiabilitate de 99,9%.

Pentru fiabilitatea de 99,9% din fig. 13.4 rezultă $x = 4{,}20$, pentru care solicitarea de contact este de 7900 daN/cm² (fig. 13.3).

Valoarea produsului $\omega_i \cdot S_i^{4,20}$ rezultat* din diagramele din fig. 13.6, *a* și *b* este reprezentată în fig. 13.6,*c*. Prin planimetrare se obține aria de sub curba $\omega_i S_i^{4,20}$ care reprezintă $\Sigma\, \omega_i S_i^x \Delta t_i$ egală cu $4{,}344 \cdot 10^{24}$. Gradul de deteriorare mediu

$$g_m = \frac{4{,}344 \cdot 10^{24}}{13} = 3{,}342 \cdot 10^{23}.$$

Din diagrama Wöhler, pentru materialul angrenajului, rezultă $N_{Bp} S_{Bp}^{4,20} = 2{,}66 \cdot 10^{29}$, iar timpul total de funcționare la fiabilitatea impusă de 99,9%

$$T = \frac{2{,}66 \cdot 10^{29}}{3{,}342 \cdot 10^{23}} = 7{,}96 \cdot 10^5 \approx 210 \text{ ore}.$$

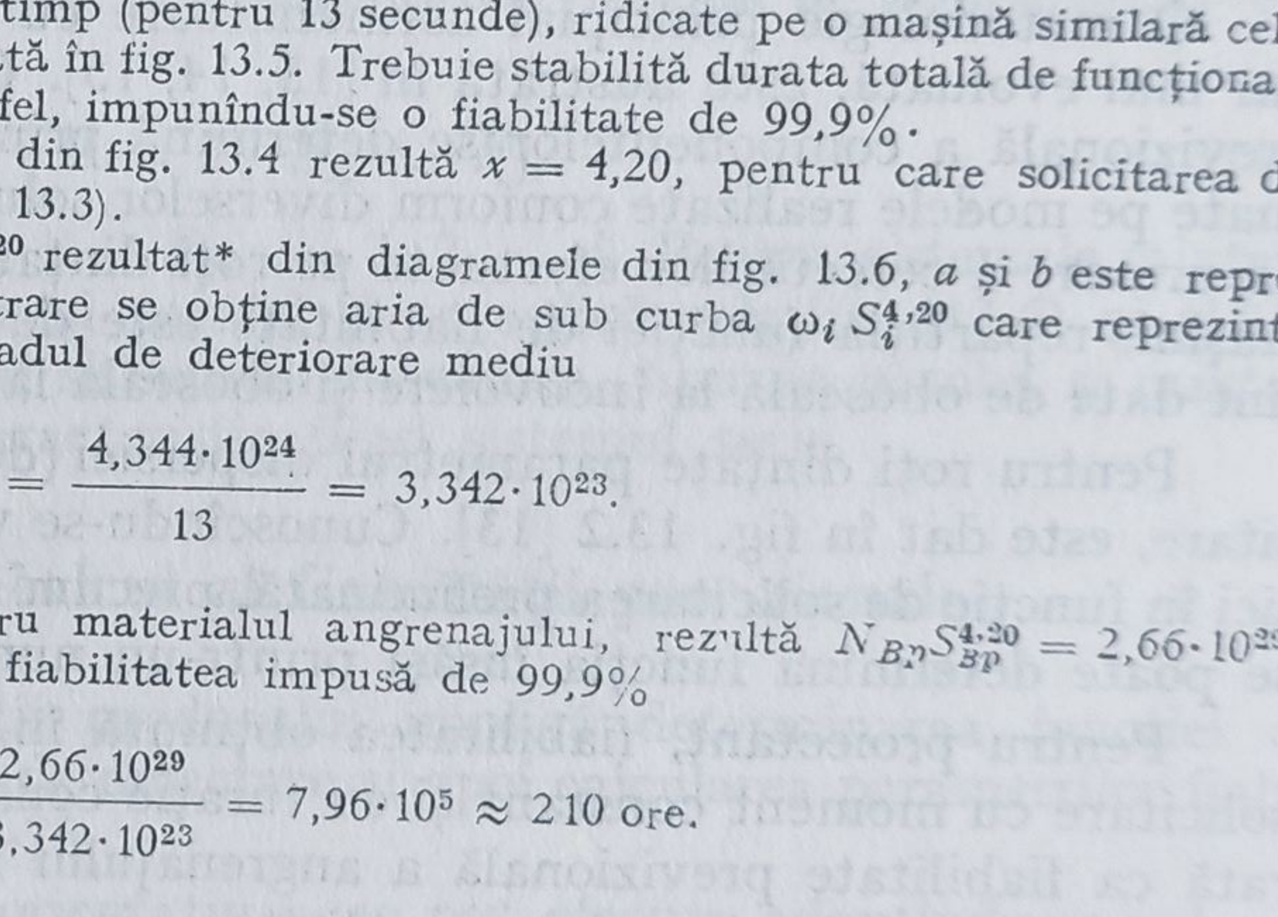


Fig. 13.4. Curbele de fiabilitate în funcție de sarcina aplicată pentru o roată dințată [13].

* Prin prelucrare automată a benzii înregistrate.

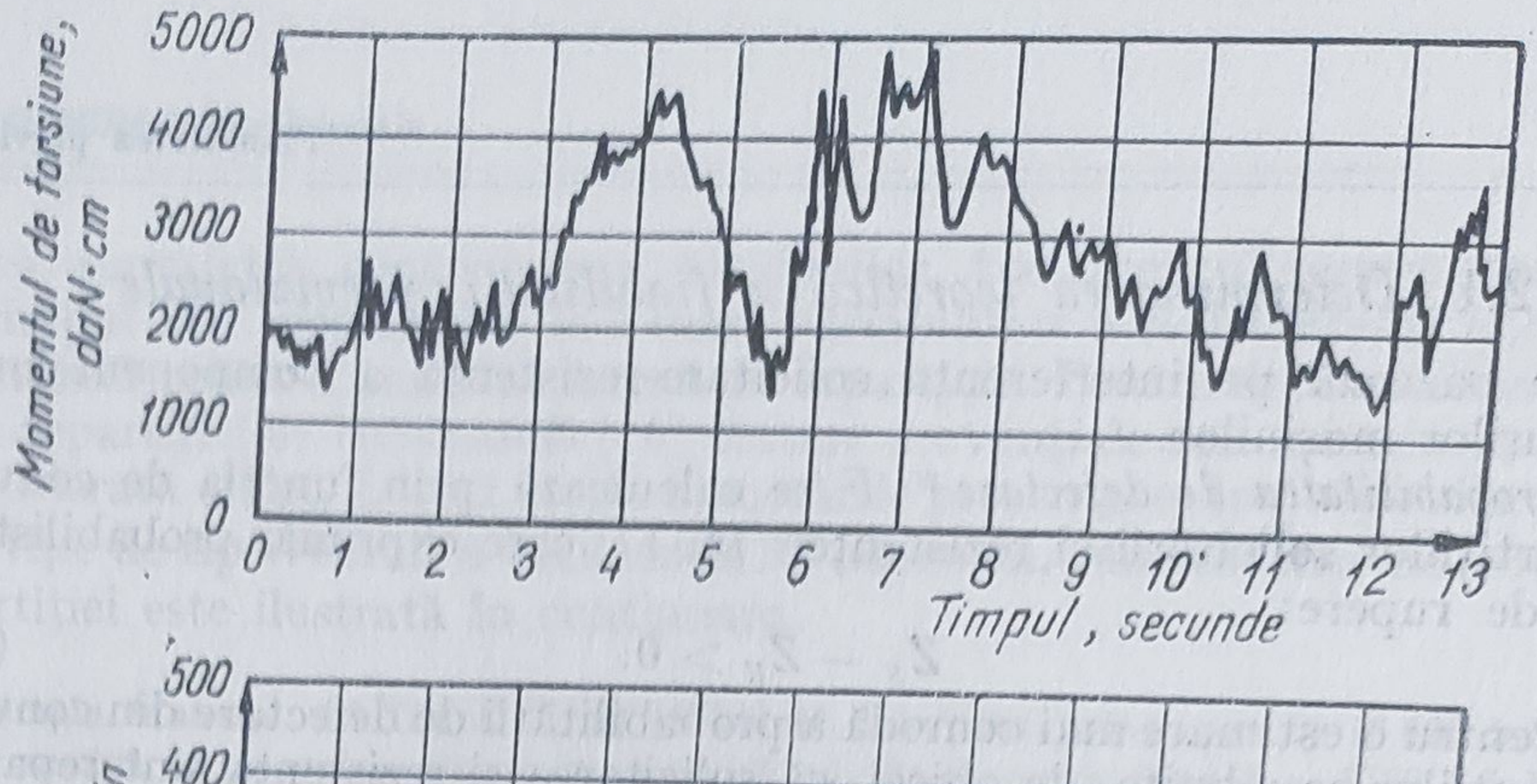


Fig. 13.5. Variația în timp a momentului și turației [13].

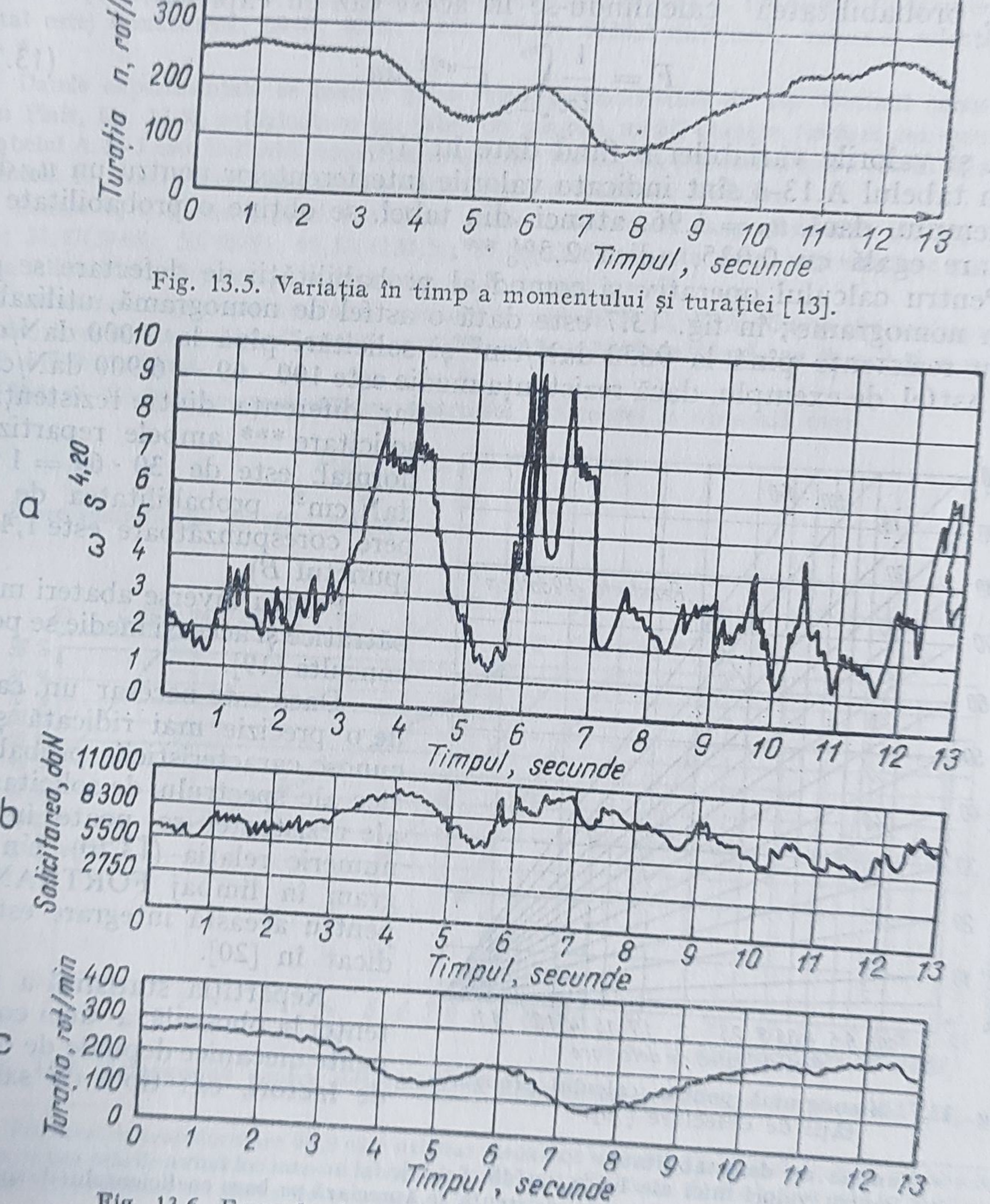


Fig. 13.6. Exemplu de calcul a fiabilității previzionale [13].

13.2.1. *Determinarea teoretică a fiabilității previzionale*

Se bazează pe interferența solicitare-rezistență a componentelor și a structurilor mașinilor.

Probabilitatea de defectare * F se calculează prin funcția de convoluție a repartițiilor solicitării și rezistenței [16, 17] care exprimă, probabilist, condiția de rupere:

$$Z_S - Z_R > 0. \tag{13.11}$$

Pentru o estimare mai comodă a probabilității de defectare din convoluția distribuțiilor se admite, de obicei, că solicitarea și rezistența sînt repartizate normal, probabilitatea calculîndu-se în acest caz cu expresia

$$F = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{u_0} e^{-u^2/2}\, du; \tag{13.12}$$

natura și valorile variabilei u fiind date în [18].

În tabelul A.13-4 sînt indicate valorile interferențelor pentru un u_0 dat. De exemplu, dacă $u_0 = 1{,}96$, atunci, din tabel, se obține o probabilitate de defectare egală cu 0,025, adică 2,5% **.

Pentru calculul operativ și comod al probabilității de defectare se pot utiliza nomograme; în fig. 13.7 este dată o astfel de nomogramă, utilizabilă pentru rezistențe pînă la 9650 daN/cm² și solicitări pînă la 7 000 daN/cm² [19]. Astfel, de exemplu, dacă rezistența medie este $100 \cdot 69 = 6\,900$ daN/cm², iar diferența dintre rezistență și solicitare ***, ambele repartizate normal, este de $30 \cdot 69 = 1\,980$ daN/cm², probabilitatea de rupere corespunzătoare este 1,45% (punctul B).

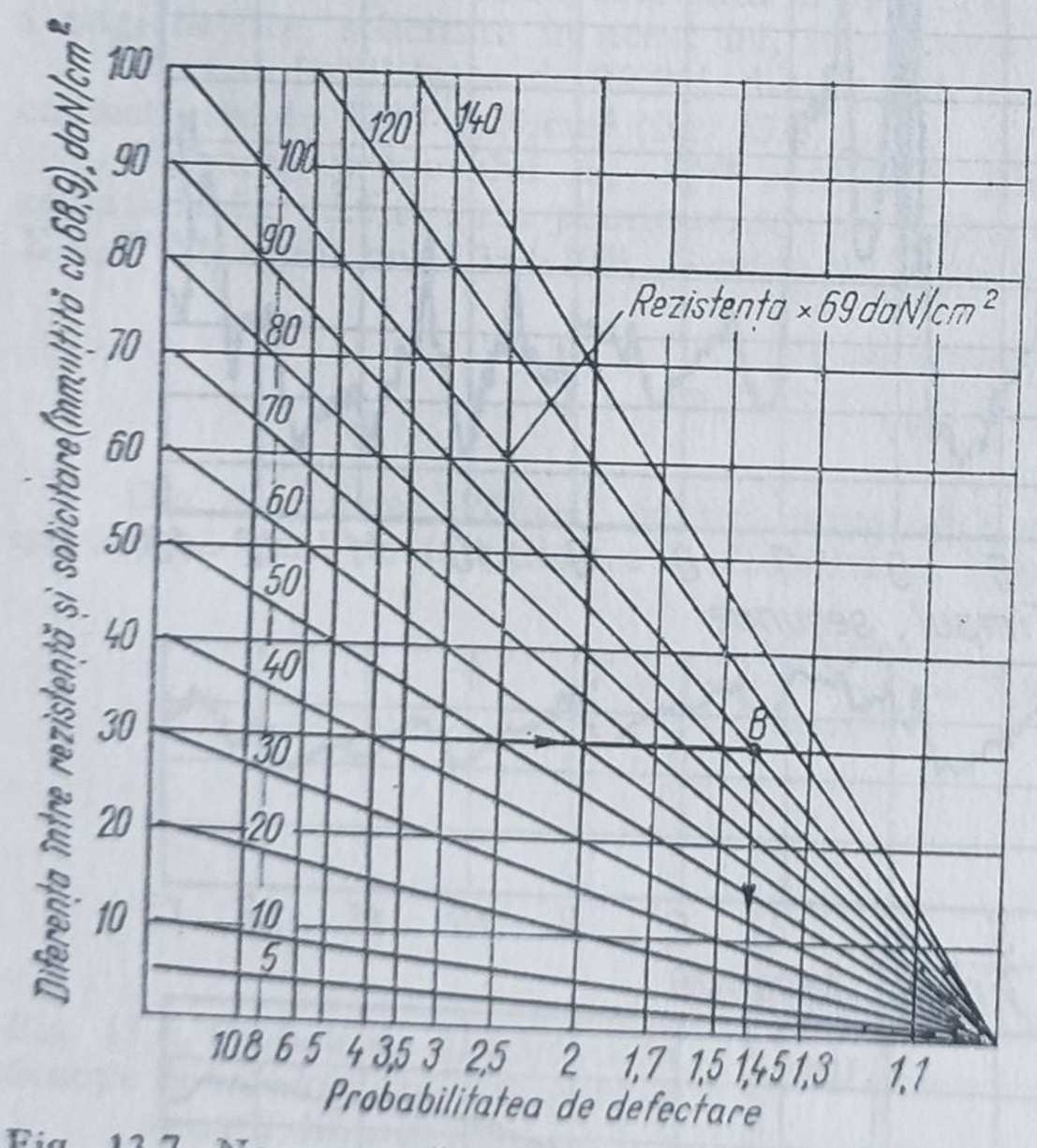


Fig. 13.7. Nomogramă pentru calculul probabilității de defectare [19].

Pentru diverse abateri medii pătratice și aceeași medie se poate consulta [19].

Dacă este necesar un calcul de o precizie mai ridicată și se cunosc caracteristicile probabilistice ale spectrului de solicitare și ale rezistenței se poate integra numeric relația (13.10). Un program în limbaj FORTRAN IV pentru această integrare este indicat în [20].

Repartiția statistică a rezistenței la oboseală a unei componente mecanice depinde de o serie de factori, ca: tipul de sarcină,

---

* Funcția de defectabilitate.

** Pentru valori mici ale lui u_0, v [18, § 1.2.].

*** Diferența între solicitare și rezistență se apreciază pe baza coeficientului de siguranță central [18, cap. 1].

calitatea suprafeței, concentrarea tensiunilor, tratamentul termic, temperatura, timpul etc., conducînd la o mare variabilitate a rezistenței la oboseală, caracterizată printr-o anumită formă de repartiție. Pentru determinarea concretă a repartiției se recomandă [16] testări secvențiale sau metode de încercare accelerată (Prot, Locati etc.). Cercetările prezentate în [16] evidențiază o repartiție de tip Weibull a rezistenței la oboseală. Modalitatea de obținere a repartiției este ilustrată în continuare.

Exemplu. *Material*: 28 TiMnC12, STAS 791-80, cu rezistența la rupere de 18 600 daN/cm². *Condiții*: sarcină de încovoiere alternant simetrică, solicitarea medie fiind $S = 3789{,}5$ daN/cm², calitatea suprafeței lustruită, repartiția rezistențelor la oboseală la 10^6 cicluri, (obținute experimental este) următoarea: 3948; 4079; 4306; 3810; 4230,5 daN/cm², volumul selecției fiind $n_s = 5$.

Datele experimentale se înscriu pe o rețea probabilistică de tip Weibull (nomograma Allan Plait, fig. 13.8), utilizîndu-se un tabel de ranguri medii atașate fiecărei rezistențe [16]. În tabelul A.13-5 este indicată repartiția rangurilor medii, corespunzînd unui volum al selecției de pînă la 10, suficient de mare pentru orice trasare a dreptelor Wöhler.

Pentru $n_s = 5$, din tabelul A.13-5 se citesc următoarele ranguri medii: 12,94% pentru 3810; 31,47(3948); 50(4079); 68,53(4230,5); 87,06(4306). Aceste date, reprezentate pe nomograma Allan Plait, dau curba *A* de pe fig. 13.8, pentru $\gamma = 0$.

Liniarizarea repartiției conduce, succesiv, la curbele *B*, *C*, *D*, *E*. Curba cea mai apropiată de linia dreaptă este curba *D* pentru $\gamma = 50 \cdot 68{,}9 = 3445$ daN/cm², cu $\beta = 3$ și $\eta = 10{,}3 \cdot 68{,}9 = 710$ daN/cm².

Relația Weibull corespunzătoare repartiției rezistenței la oboseală este

$$F(Z) = 1 - e^{-[(Z-3445/710)]^3}, \tag{13.13}$$

unde *Z* are semnificația de efort unitar.

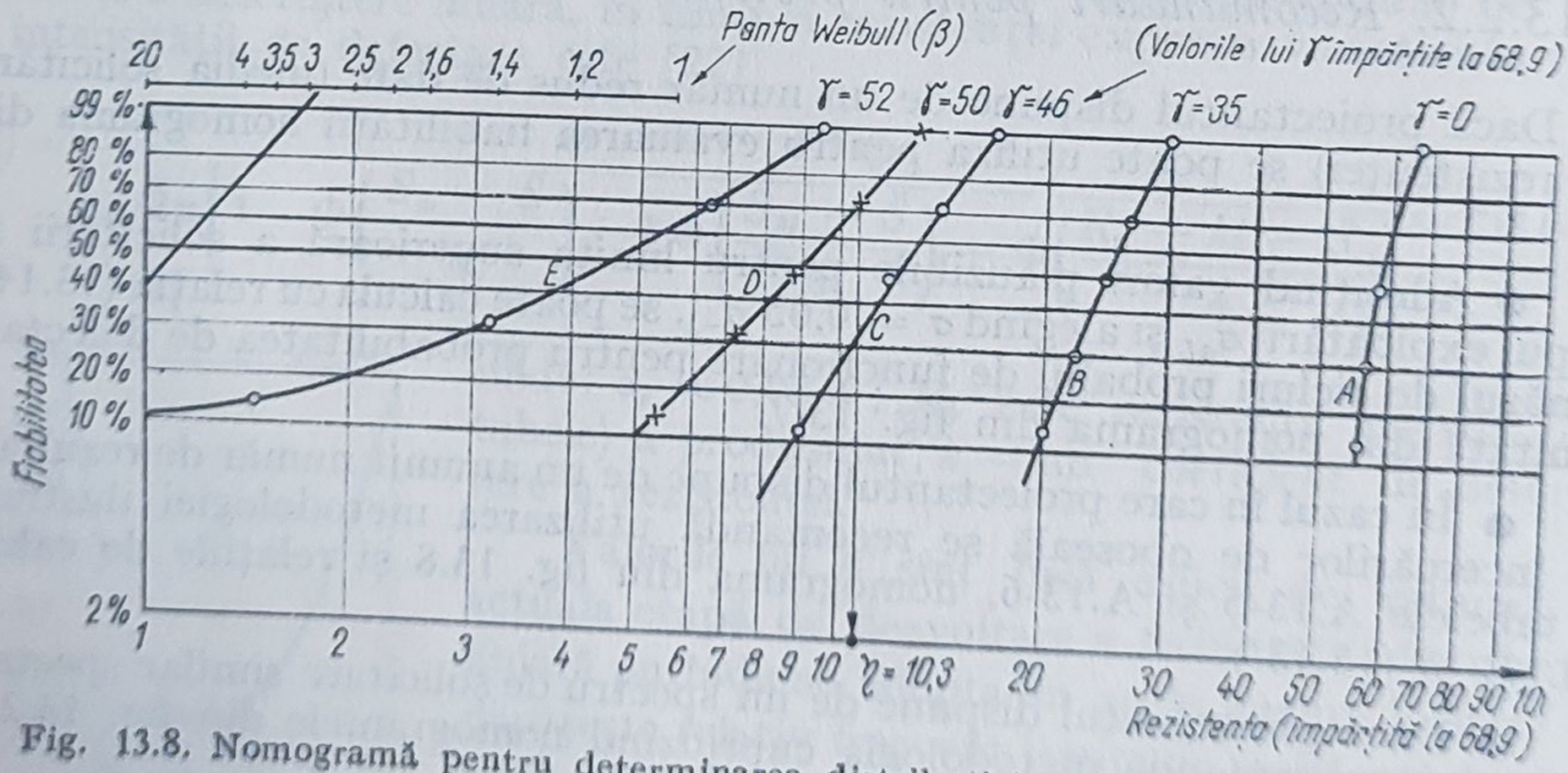


Fig. 13.8. Nomogramă pentru determinarea distribuției rezistenței la oboseală [16].

* Factorul de transformare 68,9 este utilizat deoarece autorul a trasat diagrama cu abscisa în ksi, experimentările avînd loc într-un laborator american. Evident, dacă abscisa este în daN/cm² relația de transformare nu mai este necesară.

Considerînd repartiția solicitării normală, cu $\sigma = 0{,}05\ \bar{S}$, se calculează probabilitatea de rupere, conform datelor din tabelul A.13-6. Parametrii A și C au valorile (pentru un $\bar{S} = 3789{,}5$ daN/cm²):

$$A = (\gamma - \bar{S})/\sigma = (3445 - 3789{,}5)/(0{,}05 \cdot 3789{,}5) = -1{,}818;$$
$$C = \eta/\sigma = 710/(0{,}05 \cdot 3789{,}5) = 3{,}747. \qquad (13.13)'$$

Din tabelul A.13-6 rezultă o probabilitate de defectare de 0,005 (prin interpolare, cu aproximație).

Mai trebuie specificat că precizia rezultatelor depinde de numărul de obiecte supuse încercării și că acesta se alege în funcție de nivelul de încredere α necesar, conform STAS 10307-75.

Tot în cazul solicitării de oboseală, se poate determina numărul probabil de cicluri în funcție de probabilitatea de rupere impusă, cu relația

$$N_{rp} = \frac{\sqrt{\pi}\Lambda_{01}N_{Bp}}{\bar{\omega}}\left(\frac{\sigma_{-1}}{\sqrt{2}\sigma}\right)^m \left[\Gamma\left(\frac{\sigma_{aL}^2}{2D};\ \frac{1+m}{2m}\right) - \Gamma\left(\frac{\sigma_{-1}^2}{2D};\ \frac{1+m}{2m}\right)\right]^{-1}, \qquad (13.14)$$

în care: Λ_{01} este corecția de normare; σ_{aL} — valoarea maximă preliminată a eforturilor unitare în timpul exploatării.

Parametrul $\bar{\omega}$, caracteristic degradărilor cumulative, se poate alege egal cu 1, dacă solicitarea are un caracter regulat, și cu 3 ... 6 pe măsură ce repartiția de frecvență a sarcinii se poate considera situată într-o bandă mai îngustă. Pentru solicitări aleatoare normale se poate considera $\bar{\omega} = 2$ [21].

În fig. A.13-1 este prezentată nomograma pentru calculul funcției Γ [21].

13.2.2. *Recomandări pentru proiectare*

Dacă proiectantul dispune de un număr redus de date (media solicitării și a rezistenței) se poate utiliza pentru evaluarea fiabilității nomograma din fig. 13.7.

- Admițînd valori plauzibile pentru limita superioară a solicitării în timpul exploatării σ_{aL} și alegînd $\sigma = 0{,}05\ \sigma_{-1}$, se poate calcula cu relația (13.14). numărul de cicluri probabil de funcționare pentru probabilitatea de defectare rezultată din nomograma din fig. 13.7.

- În cazul în care proiectantul dispune de un anumit număr de rezultate ale încercărilor de oboseală se recomandă utilizarea metodologiei ilustrată de tabelele A.13-5 și A.13-6, nomograma din fig. 13.8 și relațiile de calcul (13.13) și (13.13′).

- Dacă proiectantul dispune de un spectru de solicitare similar spectrului real, se recomandă metodologia cuprinzînd nomogramele din fig. 13.2—13.6 și relațiile de calcul (13.8) și (13.9).

- În timpul exploatării, fiabilitatea este influențată într-o oarecare măsură și de defectările accidentale. Fiabilitatea totală va fi egală cu produsul dintre fiabilitatea cauzată de degradările cumulative R_c și fiabilitatea cauzată

de defectările accidentale R_{AC}. Alegînd pentru intensitatea de defectare z valori conform tabelului A.13-7 [12] și calculînd fiabilitatea dată de defectările accidentale cu relația

$$R_{AC}(t) = e^{-zt}, \qquad (13.15)$$

fiabilitatea totală se va determina cu relația

$$R = R_C\, e^{-zt}. \qquad (13.16)$$

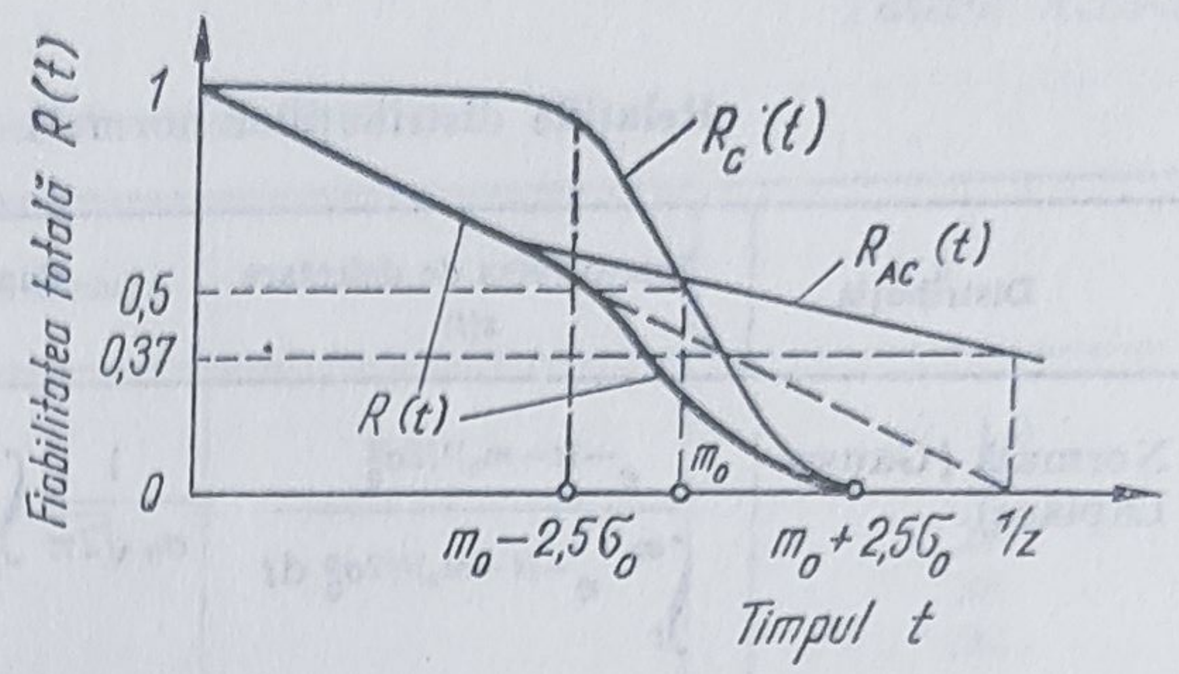


Fig. 13.9. Variația în timp a fiabilității totale a produsului [2].

În cazul în care R_C are o distribuție normală, curba de fiabilitate totală R_t va arăta ca în fig. 13.9, proiectantul obținînd o imagine a variației în timp a fiabilității produsului.

13.2.3. *Aspectul dinamic al fiabilității*

Metodologiile expuse prezintă dezavantajul unei insuficiente evidențieri a aspectului dinamic al fiabilității, permițînd, în general, calculul indicatorilor numai la un anumit moment. Pornind de la expresia intensității de defectare instantanee ,relația (13.2), se pot obține expresii ale variației în timp a acesteia considerînd că numărul de produse defectate este proporțional cu probabilitatea de defectare, iar numărul de produse nedefectate este proporțional cu fiabilitatea pînă la un moment dat [22]. Pentru spectrul normal de solicitare și o descreștere liniară, în timp, a rezistenței expresia variației în timp a intensității de defectare este [22]

$$z(t) = \frac{\alpha\, e^{-(R_0 - kt - \bar{S})^2/\sigma_s^2}}{\sigma_s\sqrt{2\pi}\left[1 - \Phi\left(\frac{S_m - \bar{S}}{\sigma_s}\right) - 2\,\Phi\left(\frac{S_M - \bar{S}}{\sigma_s}\right) + \Phi\left(\frac{R_0 - kt - \bar{S}}{\sigma_s}\right)\right]}, \qquad (13.17)$$

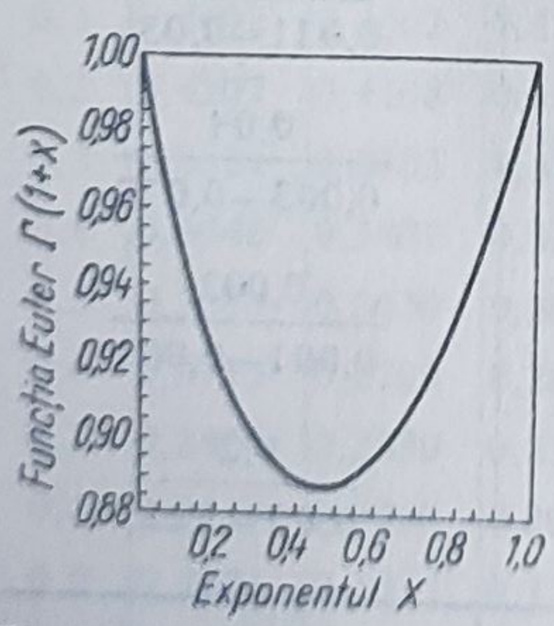


Fig. A. 13—1. Nomograma pentru calculul valorilor funcției Γ [21].

unde: $\sigma_s \approx 0{,}05\,\bar{S}$; R_0 este rezistența inițială (din tabele) a produsului; k — un coeficient de descreștere a rezistenței.

Valorile lui k sînt însă dificil de estimat în actuala etapă de dezvoltare a fiabilității, distribuția liniară putîndu-se adopta în acele cazuri în care se depășește relativ frecvent limita de rezistență la oboseală. De aceea, se recomandă utilizarea expresiei (13.17) numai la proiectarea acelor produse care funcționează pe și în porțiunea de durabilitate limitată a curbei Wöhler.

Tabelul A.13-1

Relațiile distribuțiilor normală și Weibull [1,6 – 10]

Distribuția	Intensitatea de defectare $z(t)$	Funcția de fiabilitate $R(t)$	Densitatea de probabilitate $f(t)$
Normală (Gauss-Laplace)	$\dfrac{e^{-(t-m_0)^2/2\sigma_0^2}}{\int_t^\infty e^{-(t-m_0)^2/2\sigma_0^2}\,dt}$	$\dfrac{1}{\sigma_0\sqrt{2\pi}}\int_t^\infty e^{-(t-m_0)^2/2\sigma_0^2}\,dt$	$\dfrac{1}{\sigma_0\sqrt{2\pi}}e^{-(t-m_0)^2/2\sigma_0^2}$
Weibull	$\dfrac{\beta}{\eta}\left(\dfrac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta-1}$	$e^{-[(t-\gamma)/\eta]^\beta}$	$\dfrac{\beta}{\eta\beta}(t-\gamma)^{\beta-1}e^{[(t-\gamma)/\eta]^\beta}$

Tabelul A.13-2

Valori ale intensităților de defectare obținute în laborator [6]*

Denumirea elementelor	Intensitatea de defectare $z\cdot10^{-6}$/oră	Denumirea elementelor	Intensitatea de defectare $z\cdot10^{-6}$/oră
Cuplaje elastice	$\dfrac{0,04}{0,027-1,3}$	Rulmenți cu role	$\dfrac{0,5}{0,02-1.0}$
Cuplaje de siguranță multidisc	$\dfrac{0,3}{0,07-0,94}$	Roți dințate	$\dfrac{0,12}{0,012-0,2}$
Cuplaje electromagnetice	$\dfrac{0,6}{0,45-0,93}$	Știfturi	$\dfrac{1,6}{0,65-2,6}$
Reductoare	$\dfrac{0,2}{0,11-0,36}$	Garnituri de cauciuc	$\dfrac{0,02}{0,011-0,03}$
Rulmenți	$\dfrac{0,5}{0,02-1,0}$	Garnituri de piuliță	$\dfrac{0,04}{0,003-0,077}$
Arcuri	$\dfrac{0,11}{0,004-0,22}$	Clicheți	$\dfrac{0,002}{0,001-0,004}$
Arcuri calibrate	$\dfrac{0,22}{0,09-0,42}$	Furtunuri	$\dfrac{0,2}{0,05-3,22}$

* La numărător este indicată valoarea medie presupusă a intensității defectărilor; la numitor, în stînga este valoarea minimă, iar în dreapta — valoarea maximă.

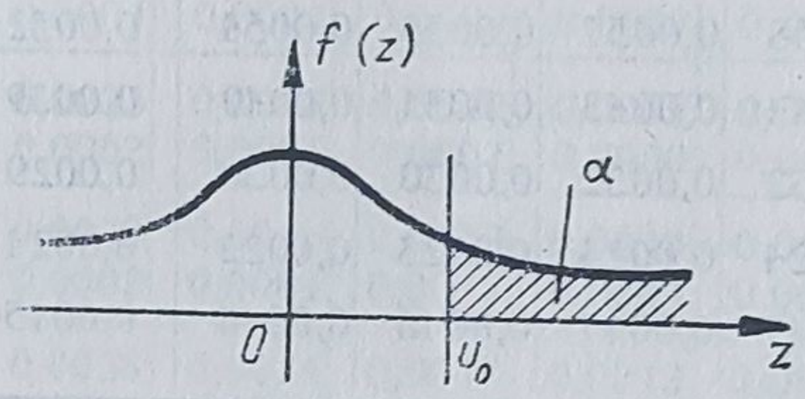
Tabelul A.13-3

Valorile coeficientului k [6]

Condițiile de folosire a produsului	k
În încăperi amenajate și laboratoare	1,0
În instalații staționare pe sol	16
Pe nave (în compartimente protejate)	28
Pe remorci auto	36
Pe platforme de cale ferată	50
Sisteme montate pe:	
– avioane	120 – 160
– proiectile teleghidate	280
– rachete purtătoare	700

Tabelul A.13-4

Valorile interferențelor în cazul distribuțiilor normale ale solicitării și rezistenței [16]



$$\alpha = p(Z > u_0) = \int_{u_0}^{\infty} \frac{1}{2\pi} e^{-z^2/2} \, dZ$$

u_0	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,0	0,5000	0,4960	0,4920	0,4880	0,4840	0,4801	0,4761	0,4721	0,4681	0,4641
0,1	0,4602	0,4562	0,4522	0,4483	0,4443	0,4404	0,4364	0,4325	0,4286	0,4247
0,2	0,4207	0,4168	0,4129	0,4090	0,4052	0,4013	0,3974	0,3936	0,3890	0,3859
0,3	0,3821	0,3783	0,3745	0,3707	0,3669	0,3632	0,3594	0,3557	0,3520	0,3483
0,4	0,3446	0,3409	0,3372	0,3336	0,3300	0,3264	0,3228	0,3192	0,3156	0,3121
0,5	0,3085	0,3050	0,3015	0,2981	0,2946	0,2912	0,2877	0,2843	0,2810	0,2776
0,6	0,2743	0,2709	0,2676	0,2643	0,2611	0,2578	0,2546	0,2514	0,2483	0,2415
0,7	0,2420	0,2389	0,2358	0,2327	0,2296	0,2266	0,2236	0,2206	0,2177	0,2148
0,8	0,2119	0,2090	0,2060	0,2033	0,2005	0,1977	0,1949	0,1922	0,1894	0,1867
0,9	0,1841	0,1814	0,1788	0,1762	0,1736	0,1711	0,1685	0,1660	0,1635	0,1611
1,0	0,1587	0,1562	0,1539	0,1515	0,1492	0,1469	0,1446	0,1423	0,1401	0,1379
1,1	0,1357	0,1335	0,1314	0,1292	0,1271	0,1251	0,1230	0,1210	0,1190	0,1170

Tabelul A. 13-4 (continuare)

u_e	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
1,2	0.1151	0,1131	0,1112	0,1093	0.1075	0,1056	0,1038	0,1020	0,1003	0.0985
1,3	0.0968	0,0951	0,0934	0,0918	0.0901	0,0885	0,0869	0.0853	0,0838	0.0823
1.4	0,0808	0,0793	0,0778	0,0764	0,0749	0,0735	0,0721	0,0708	0,0694	0,0681
1,5	0,0668	0,0655	0,0643	0,0630	0,0618	0,0606	0.0594	0,0582	0,0571	0,0559
1,6	0,0548	0,0537	0,0526	0,0516	0,0505	0,0495	0,0485	0,0475	0,0465	0,0455
1,7	0,0446	0,0436	0,0427	0,0418	0,0409	0,0401	0,0392	0,0384	0.0375	0.0367
1,8	0,0359	0,0351	0,0344	0,0336	0,0329	0,0322	0,0314	0,0307	0,0301	0,0294
1,9	0.0287	0,0281	0,0274	0,0268	0,0262	0,0256	0,0250	0,0244	0,0239	0,0233
2,0	0,0228	0,0222	0,0217	0,0212	0,0207	0,0202	0,0197	0,0192	0,0188	0,0183
2,1	0,0179	0,0174	0.0170	0,0166	0,0162	0,0158	0,0154	0,0150	0,0146	0,0143
2,2	0,0139	0,0136	0,0132	0,0129	0,0125	0,0122	0,0119	0,0126	0,0118	0,0110
2,3	0,0107	0,0104	0,0102	0,0099	0,0096	0,0094	0,0091	0,0089	0.0087	0,0084
2,4	0,0082	0,0079	0,0077	0,0075	0,0073	0,0071	0,0069	0,0067	0,0065	0,0064
2,5	0,0062	0,0060	0,0058	0,0057	0,0055	0,0054	0,0052	0,0050	0,0049	0,0048
2,6	0,0046	0,0045	0,0044	0,0043	0,0041	0,0040	0,0039	0,0038	0,0037	0,0035
2,7	0.0034	0,0033	0,0032	0,0032	0,0030	0,0030	0,0029	0,0028	0,0027	0,0026
2,8	0,0025	0,0025	0,0024	0,0023	0,0023	0,0022	0,0021	0.0020	0.0020	0,0019
2,9	0,0018	0,0018	0,0017	0,0017	0,0016	0,0016	0,0015	0,0015	0,0014	0.0013

Tabelul A.13-5

Rangurile medii corespunzătoare volumului selecției [16]

i \ n_s	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0,5	0,2929	0,2063	0,1591	0,1294	0,1091	0,0943	0,0830	0,0741	0,0670
2	—	0,7071	0,5	0,3864	0,3147	0,2655	0,2295	0,2021	0,1806	0,1632
3	—	—	0,7937	0,6136	0,5	0,4218	0,3648	0,3213	0,2871	0.2594
4	—	—	—	0,8409	0,6853	0,5782	0,5	0,4404	0,3935	0,3557
5	—	—	—	—	0,8706	0,7345	0,6352	0,5596	0,5	0,4519
6	—	—	—	—	—	0,8909	0,7705	0,6787	0,6065	0,5481
7	—	—	—	—	—	—	0,9057	0,7979	0,7129	0,6443
8	—	—	—	—	—	—	—	0,9170	0,8194	0,7406
9	—	—	—	—	—	—	—	—	0,9259	0,8368
10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,9330

Tabelul A.13-6

Mărimea probabilității de defectare, conform caracteristicii spectrului de solicitare [16]

A \ C	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
0,8	0,0011* 0,0001	0,0005 0,0000	0,0003 0,0000	0,0002 0,0000	0,0001 0,0000	0,0001 0,0000	0,0001 0,0000	0,0001 0,0000	0,0000 0,0000	0,0000 0,0000
0,6	0,0017 0,0002	0,0008 0,0001	0,0004 0,0000	0,0003 0,0000	0,0002 0,0000	0,0001 0,0000	0,0001 0,0000	0,0001 0,0000	0,0001 0,0000	0,0001 0,0000
0,4	0,0025 0,0004	0,0011 0,0001	0,0006 0,0000	0,0004 0,0000	0,0003 0,0000	0,0002 0,0000	0,0002 0,0000	0,0001 0,0000	0,0001 0,0000	0,0001 0,0000
0,2	0,0035 0,0005	0,0016 0,0002	0,0009 0,0001	0,0006 0,0000	0,0004 0,0000	0,0003 0,0000	0,0002 0,0000	0,0002 0,0000	0,0001 0,0000	0,0001 0,0000
0,0	0,0049 0,0008	0,0022 0,0002	0,0012 0,0001	0,0008 0,0001	0,0006 0,0000	0,0004 0,0000	0,0003 0,0000	0,0002 0,0000	0,0002 0,0000	0,0002 0,0000
−0,2	0,0067 0,0011	0,0030 0,0003	0,0017 0,0001	0,0011 0,0001	0,0008 0,0000	0,0006 0,0000	0,0004 0,0000	0,0003 0,0000	0,0003 0,0000	0,0002 0,0000
−0,4	0,0089 0,0016	0,0040 0,0005	0,0023 0,0002	0,0014 0,0001	0,0010 0,0001	0,0007 0,0000	0,0006 0,0000	0,0004 0,0000	0,0004 0,0000	0,0003 0,0000
−0,6	0,0116 0,0022	0,0052 0,0007	0,0030 0,0003	0,0019 0,0001	0,0013 0,0001	0,0010 0,0001	0,0007 0,0000	0,0006 0,0000	0,0005 0,0000	0,0004 0,0000
−0,8	0,0149 0,0030	0,0067 0,0009	0,0038 0,0004	0,0024 0,0002	0,0017 0,0001	0,0012 0,0001	0,0010 0,0000	0,0008 0,0000	0,0006 0,0000	0,0005 0,0000
−1,0	0,0188 0,0041	0,0085 0,0012	0,0048 0,0005	0,0031 0,0003	0,0021 0,0002	0,0016 0,0001	0,0012 0,0001	0,0009 0,0000	0,0008 0,0000	0,0006 0,0000
−1,4	0,0284 0,0069	0,0128 0,0021	0,0073 0,0009	0,0047 0,0004	0,0032 0,0003	0,0024 0,0002	0,0018 0,0001	0,0014 0,0001	0,0012 0,0001	0,0010 0,0000
−1,8	0,0407 0,0111	0,0185 0,0033	0,0105 0,0014	0,0067 0,0007	0,0047 0,0004	0,0034 0,0003	0,0026 0,0002	0,0021 0,0001	0,0017 0,0001	0,0014 0,0001
−2,2	0,0557 0,0169	0,0254 0,0051	0,0144 0,0022	0,0093 0,0011	0,0065 0,0006	0,0047 0,0004	0,0036 0,0003	0,0029 0,0002	0,0023 0,0001	0,0019 0,0001
−2,6	0,0733 0,0247	0,0336 0,0075	0,0191 0,0032	0,0123 0,0016	0,0086 0,0009	0,0063 0,0006	0,0048 0,0004	0,0038 0,0003	0,0031 0,0002	0,0026 0,0002
−3,0	0,0935 0,0349	0,0431 0,0106	0,0246 0,0045	0,0158 0,0023	0,0110 0,0013	0,0081 0,0008	0,0062 0,0006	0,0049 0,0004	0,0040 0,0003	0,0033 0,0002
−3,4	0,1159 0,0475	0,0538 0,0145	0,0308 0,0062	0,0198 0,0032	0,0138 0,0018	0,0102 0,0012	0,0078 0,0008	0,0062 0,0005	0,0050 0,0004	0,0041 0,0003
−3,8	0,1406 0,0630	0,0658 0,0193	0,0377 0,0082	0,0243 0,0042	0,0170 0,0024	0,0125 0,0015	0,0096 0,0010	0,0076 0,0007	0,0062 0,0005	0,0051 0,0004
−4,2	0,1671 0,0815	0,0789 0,0252	0,0453 0,0108	0,0293 0,0055	0,0205 0,0032	0,0151 0,0020	0,0116 0,0014	0,0092 0,0010	0,0074 0,0007	0,0061 0,0005
−4,6	0,1954 0,1031	0,0930 0,0322	0,0536 0,0138	0,0347 0,0071	0,0243 0,0041	0,0179 0,0026	0,0137 0,0017	0,0109 0,0012	0,0088 0,0009	0,0073 0,0007

Tabelul A.13-6 (continuare)

A \ C	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
−5,0	0,2251 0,1279	0,1082 0,0404	0,0626 0,0173	0,0406 0,0089	0,0284 0,0052	0,0210 0,0033	0,0161 0,0022	0,0127 0,0015	0,0103 0,0011	0,0086 0,0008
−5,5	0,2640 0,1634	0,1286 0,0524	0,0748 0,0225	0,0486 0,0116	0,0341 0,0067	0,0251 0,0043	0,0193 0,0029	0,0153 0,0020	0,0124 0,0015	0,0103 0,0011
−6,0	0,3043 0,2037	0,1504 0,0665	0,0879 0,0287	0,0573 0,0148	0,0402 0,0086	0,0297 0,0054	0,0228 0,0036	0,0181 0,0026	0,0147 0,0019	0,0121 0,0014
−6,5	0,3457 0,2485	0,1735 0,0828	0,1020 0,0360	0,0667 0,0186	0,0468 0,0108	0,0346 0,0068	0,0266 0,0046	0,0211 0,0032	0,0171 0,0023	0,0142 0,0018
−7,0	0,3786 0,2973	0,1977 0,1013	0,1170 0,0443	0,0767 0,0230	0,0539 0,0134	0,0399 0,0084	0,0307 0,0057	0,0244 0,0040	0,0198 0,0029	0,0164 0,0022
−8,0	0,4713 0,4039	0,2490 0,1454	0,1493 0,0645	0,0985 0,0336	0,0695 0,0196	0,0516 0,0124	0,0398 0,0083	0,0316 0,0059	0,0256 0,0043	0,0212 0,0032
−9,0	0,5525 0,5165	0,3032 0,1985	0,1845 0,0897	0,1226 0,0471	0,0869 0,0276	0,0646 0,0175	0,0499 0,0117	0,0396 0,0083	0,0322 0,0060	0,0267 0,0045
−10,0	0,6285 0,6269	0,3591 0,2600	0,2222 0,1202	0,1488 0,0636	0,1059 0,0374	0,0790 0,0237	0,0611 0,0160	0,0486 0,0112	0,0396 0,0082	0,0328 0,0062

* Prima linie de valori pentru $\beta = 2$, a doua linie pentru $\beta = 3$. Pentru $2 < \beta < 3$, se efectuează interpolarea valorilor.

Tabelul A.13-7

Valorile intensității de defectare în funcție de nivelele de fiabilitate și mărimea fiabilității pentru defectări accidentale [20]

Nivel de fiabilitate	Special	Superior	Standard	Comercial	Scăzut
Intensitatea defectărilor (componente) $z \cdot 10^{-6}$/oră	5	10 – 100	100 – 1 000	1000 – 7500	7500 – 20000
Utilizare	Calculatoare electronice	Echipament militar	Echipament profesional	Produse de uz general	Jucării și produse neînsemnate

Cazul modelului matematic exponențial pentru fiabilitatea unei componente:

$$R_{AC}(t) = e^{-zt}.$$

z	10^{-6}/oră						10^{-4}/oră					
t [ore]	10	10^2	10^3	10^4	10^5	10^6	10	10^2	10^3	10^4	10^5	10^6
zt	10^{-5}	10^{-4}	10^{-3}	10^{-2}	10^{-1}	1	10^{-3}	10^{-2}	10^{-1}	1	10	10^2
R_{Ac} (t)	0,99999	0,9999	0,999	0,99	0,90	0,37	0,999	0,99	0,90	0,37	0,00005	0,00004